



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBÍNA

CONDENSING STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Martynek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Filip Martynek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Kondenzační parní turbína

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte jednotělesovou kondenzační parní turbínu se dvěma neregulovanými odběry pro odplynění (105 °C) a NTO s převodovkou a generátorem pro následující parametry:

hmotnostní průtok páry do turbíny	$M_0 = 28 \text{ t/hod}$
tlak admisní páry	$p_0 = 42 \text{ bar(a)}$
teplota admisní páry	$t_0 = 440 \text{ °C}$
teplota chladicí vody	$t_{ch1} = 25 \text{ °C}$

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- 1) návrh tepelného schématu,
- 2) termodynamický návrh průtočného kanálu turbíny,
- 3) pro vybraný konstrukční uzel tepelného schématu vypracovat technickou specifikaci,
- 4) projekční výkres vybraného konstrukčního uzlu.

Seznam literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 3. 10. 2016



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Obsahem této práce je návrh jedno-tělesové kondenzační parní turbíny se dvěma neregulovanými odběry. První část popisuje návrh bilančního schématu. Zahrnuje výpočty v bodech cyklu, návrh zařízení celého parního a kondenzátního cyklu. Pokračuje předběžným a detailním návrhem regulačního stupně. Stěžejní částí je termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny. Druhá projekční část popisuje návrh olejového a chladicího systému. Obsahuje postup návrhu olejového schématu včetně výpočtů, specifikací jednotlivých zařízení a návrhu potrubních tras. Diplomová práce je zakončena vypracovaným detailním olejovým schématem v příloze.

ABSTRACT

Content of this thesis is design of one-housing condensing steam turbine with two uncontrolled extractions. First part is describing design of balance scheme. Including cycle joints calculation, design of equipment for whole steam and condense cycle. Thesis continues with preliminary and detail design of regulativ stage. Main goal of this part is thermodynamic calculation of flow channel. Second part is describing lubricating oil and cooling system. Contains process description of lubricating oil scheme including calculation, specification of components and pipe branches design. Diploma thesis is finished with detail lubricating oil scheme.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní kondenzační turbína, bilanční schéma, termodynamický výpočet, mazací okruh, chladicí okruh

KEYWORDS

Condensing steam turbine, balance scheme, thermodynamic calculation, lubricating oil, cooling system

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MARTYNEK, F. Kondenzační parní turbína. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 65s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Kracík, Ph.D.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Kondenzační parní turbína“, vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, použité literatury

V Brně dne 25. 5. 2017

.....
Bc. Filip Martynek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji mé rodině za podporu po celou dobu studia. Mé přítelkyni za trpělivost, toleranci a podporu. A v neposlední řadě vedoucímu práce panu Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za vstřícný způsob vedení po dobu psaní diplomové práce.

Obsah

ÚVOD.....	11
1 TEPELNÉ SCHÉMA	12
1.1 VÝPOČET UZLŮ BILANČNÍHO SCHÉMATU	14
1.1.1 KONDENZÁTOR	14
1.1.2 NAPÁJECÍ NÁDRŽ.....	14
1.1.3 NÍZKOTLAKÝ REGENERAČNÍ OHŘÍVÁK.....	15
1.1.4 KONDENZÁTNÍ A NAPÁJECÍ ČERPADLO.....	16
1.1.5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH ÚČINNOSTÍ V TURBÍNĚ.....	18
1.2 HMOTNOSTNÍ BILANCE.....	18
1.2.1 ENERGETICKÉ BILANCE ODBĚRŮ	20
1.3 BILANČNÍ SCHÉMA.....	21
2 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ	22
2.1 VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ	22
2.1.1 PARCIÁLNÍ OSTŘÍK.....	23
2.1.2 PŘEDBĚŽNÝ VÝKON REGULAČNÍHO STUPNĚ	25
3 DETAILNÍ VÝPOČET REGULAČNÍHO STUPNĚ.....	27
3.1 STUPEŇ REAKCE	27
3.2 VÝPOČET RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ	28
3.3 NÁVRH PRŮTOČNÉHO PRŮŘEZU REGULAČNÍHO STUPNĚ	29
3.4 ENERGETICKÉ ZTRÁTY V LOPATKOVÁNÍ.....	31
3.5 VNITŘNÍ VÝKON REGULAČNÍHO STUPNĚ.....	33
4 TEPELNÝ VÝPOČET STUPŇOVÉ ČÁSTI TURBÍNY.....	34
4.1 NÁVRH PRVNÍHO KUŽELE	34
4.1.1 VÝPOČET STŘEDNÍHO PRŮMĚRU A DÉLKY PRVNÍ LOPATKY	35
4.1.2 VNIŘNNÍ ÚČINNOST KUŽELE.....	37
4.2 SOUHRN VÝPOČTŮ CELÉ PRŮTOČNÉ ČÁSTI	39
5 PROJEKČNÍ NÁVRH CHLADÍČÍHO A OLEJOVÉHO SYSTÉMU.....	45
5.1 OLEJOVÉ HOSPODÁŘSTVÍ	45
5.1.1 KOMPONENTY OLEJOVÉHO SYSTÉMU	45
5.1.2 VLASTNÍ NÁVRH OLEJOVÉHO SYSTÉMU	49
5.1.3 POPIS OLEJOVÉHO SCHÉMATU	57
5.2 CHLADÍCÍ SYSTÉM.....	57
5.2.1 KONDENZÁTOR	57

5.2.2	CHLADIČ VYSOKOTLAKÉ HYDRAULIKY	58
5.2.3	CHLADIČ GENERÁTORU	59
ZÁVĚR		61
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY		62
SEZNAM OBRÁZKŮ		63
SEZNAM TABULEK		64
SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A SYMBOLŮ		64
SEZNAM PŘÍLOH		65

ÚVOD

Diplomová práce je zaměřena na návrh kondenzační jednotělesové parní turbíny se dvěma neregulovanými odběry pro odplynění a nízkotlakou regeneraci. Jedná se o vysokootáčkovou turbínu s převodovkou a generátorem. Na vstupu jsou zadány parametry admisivní páry a její hmotnostní průtok a výstupní parametry v kondenzátoru jsou zadány teplotou chladicí vody. Další nespecifikované parametry jsou vhodně zvoleny.

Výpočtová část diplomové práce popisuje návrh jak bilančního schématu, tak výpočet celé průtočné části turbíny. Nejprve jsou stanoveny tlakové ztráty paro-kondenzátního okruhu, následuje návrh kondenzátního a napájecího čerpadla. Dále jsou předběžně odhadnuty účinnosti turbíny, díky kterým je možno dopočítat hmotnostní bilance a stavy v jednotlivých uzlech.

Návrh průtočné části turbíny obsahuje předběžný a detailní výpočet regulačního stupně. V průtočné části je turbína rozdělena na kužele o různých hmotnostních průtocích a jsou vypočteny jednotlivé kanály.

Projekční část popisuje olejové hospodářství a chladicí systém. Jsou vytvořena schémata mazacího oleje a chladicí vody. Podrobněji jsou popsány funkce a důvod použití jednotlivých zařízení, jejich specifikace spolu s projekčním návrhem vhodným pro poptávkové řízení technologického celku.

1 TEPELNÉ SCHÉMA

Tepelné schéma označuje hlavní technologická zařízení, která společně popisují oběh páry a kondenzátu v celém systému. Udává směry proudění a označuje jednotlivé body cyklu. Turbína obsahuje dva neregulované odběry pro nízkotlakou regeneraci a odplynění.

Volba typu turbíny

Navrhovaná parní turbína slouží k výrobě elektrické energie a pára není využívána pro jiné technologie. Proto je zvolena jako čistě kondenzační turbína. Ze zadaných parametrů je patrné, že je to turbína malého výkonu, kterou je vhodné zvolit jako rychloběžnou s převodovkou a generátorem. Návrh reakčního typu lopatkování zohledňuje tradici výroby parních turbín v Brně.

Zadané parametry turbíny:

$$\dot{m}_0 = 28 \text{ t/h} \quad (1.1-1)$$

$$p_0 = 42 \text{ bar}_a \quad (1.1-2)$$

$$t_0 = 440 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.1-3)$$

$$t_{ch} = 25 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.1-4)$$

$$t_{NN} = 105 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.1-5)$$

POSTUP VÝPOČTU BILANČNÍHO SCHÉMATU

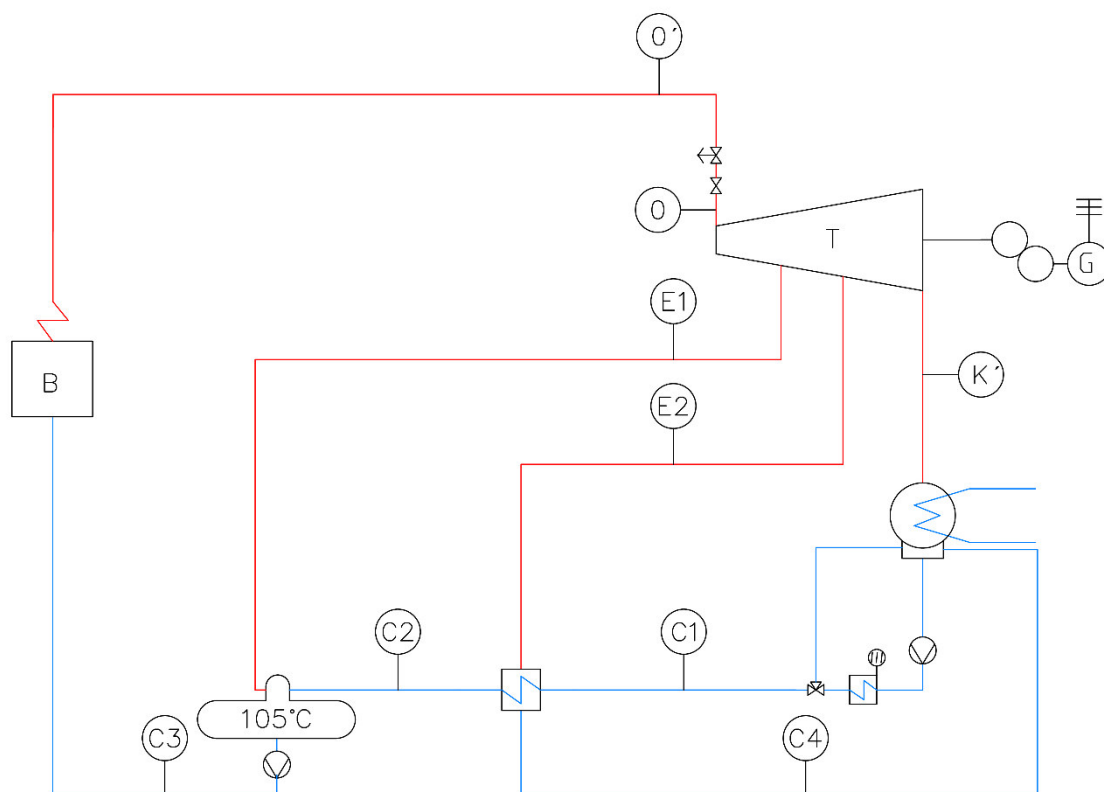
Předběžně je možno stanovit výkon na základě vstupních a výstupních parametrů spolu s odhadem účinnosti turbíny. V kondenzátoru je uvažován tlak sytosti páry při zvoleném ohřátí napájecí vody a nedohřevu kondenzátoru.

Následně se podle uvedené teploty v napájecí nádrži (NN) určí parametry kondenzátu, který z ní postupuje dále přes napájecí čerpadlo do kotle. Dále se zvolí ohřátí v nízkotlakém regenerativním ohříváku (NTO), resp. teplota za ním. Pokračuje návrh a výpočet tlakových ztrát a přírůstku entalpie kondenzátního (KČ) a napájecího (NČ) čerpadla.

Pro výpočet parametrů páry v odběrech pro NN a NTO je nutno vypočítat tlaky sytosti parní větve v zařízeních a zvolit tlakové ztráty v přívodním potrubí. Získaný potřebný tlak v místech odběru udává rozdělení průtočné části turbíny na vysokotlakou, středotlakou a nízkotlakou část.

Další nedílnou částí výpočtu je výpočet hmotnostních bilancí. Vychází se ze zákona o zachování energie a zákona zachování hmotnosti v NTO a NN.

Následně je třeba odhadnout účinnosti jednotlivých částí turbíny a z i-s diagramu určit entalpie v odběrech. V kapitole 4 je dopočítána přesnější hodnota entalpie v odběrech, která je v programu Microsoft Excel zpětně iterována do bilančního schématu, čímž se zpřesňují parametry v odběrech a hmotnostní bilance.



Obrázek 1 Bilanční schéma – označení stavů

Tlakové ztráty na vstupu a výstupu turbíny

Tlaková ztráta v hlavní uzavírací armatuře, spouštěčím ventilu a regulačních ventilech se pohybuje v rozmezí 0,03 až 0,05 [-], proto je zvolená hodnota

$$\Delta p_{z1} = 0,04 [-] \quad (1.1-6)$$

Není předpokládán významný únik tepla z regulačního soustrojí, a proto je teplota shodná se zadanou. Pak parametry páry vstupující na první lopatky turbíny (regulační stupeň) jsou

$$p_0 = 40,32 \text{ bar}_a \quad (1.1-7)$$

$$t_0 = 440 \text{ °C} \quad (1.1-8)$$

$$i_0 = 3307,41 \text{ kJ/kg} \quad (1.1-9)$$

$$s_0 = 6,90 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (1.1-10)$$

$$v_0 = 0,08 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (1.1-11)$$

ztráta ve výstupním hrdle je definována

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_{z3} &= 0,038 \cdot (f - 1) \cdot \left(\frac{c_e}{100}\right)^2 \cdot p_k \\ \Delta p_{z3} &= 0,038 \cdot (1 - 1) \cdot \left(\frac{200}{100}\right)^2 \cdot 0,074 = 0 \text{ bar}_a \end{aligned} \right\} \quad (1.1-12)$$

kde f je ztrátový koeficient výstupního hrdla a pohybuje se v rozmezí 0,6 až 1,4. Velké turbíny s pečlivě provedenými výstupními hrdly zahrnují nižší hodnoty. A c_e je rychlost ve výstupním hrdle, která u kondenzačních turbín nabývá hodnot mezi 150 a 300 m/s.

$$f = 1 \quad (1.1-13)$$

$$c_e = 200 \text{ m/s} \quad (1.1-14)$$

1.1 VÝPOČET UZLŮ BILANČNÍHO SCHÉMATU

Metodika návrhu zařízení a stavů v jednotlivých bodech je vhodně volena podle literatury [2]. Ve výpočtu nejsou uvažovány ztráty nětěsnostmi a ztráty v potrubí celého oběhu.

1.1.1 KONDENZÁTOR

Pro návrh tlaku v kondenzátoru je potřeba určit teplotu kondenzace, která ovlivňuje spád zpracovaný turbínou a parametry kondenzátu. Ohřátí chladicí vody v kondenzátoru je dáno hmotnostním průtokem, teplosměnnou plochou a konstrukčním uspořádáním kondenzátoru.

$$\Delta t_{chl} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.1-1)$$

Nedohřev kondenzátoru je zvolen v rozmezí 2 až 5 $^{\circ}\text{C}$ a je závislá na teplosměnné ploše. S rostoucí velikostí teplosměnné plochy hodnota nedohřevu klesá. Je zvolen [3]

$$\Delta t_{nedohřev} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.1-2)$$

Teplota kondenzátu za kondenzátorem je tedy

$$t_{K'} = t_{chl} + \Delta t_{chl} + \Delta t_{nedohřev} = 25 + 10 + 5 = 40 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.1-3)$$

Tlak vystupujícího kondenzátu je totožný s tlakem v kondenzátoru

$$p_{K'} = p_{kon} = f(x = 1; t_{K'}) = 0,074 \text{ bar}_a \quad (1.1-4)$$

1.1.2 NAPÁJECÍ NÁDRŽ

Je spojena s odplyňovačem, jehož úkolem je zvýšit teplotu napájecí vody nad bod varu, při kterém dochází k intenzivnímu vypuzování ve vodě rozpuštěných plynů. Tato teplota se dosahuje při dostatečně velké stykové ploše médií, tj. přímým stykem vody s párou. V praxi se používají odplyňovače atmosférické o tlaku topné páry 0,12 MPa nebo přetlakové, kdy tlak topné páry je větší než 0,12 MPa. V této práci je zvolen odplyňovač atmosférický, což vyplývá přímo ze zadání teploty napájecí nádrže.

Této teplotě odpovídá i teplota kondenzátu za napájecí nádrží.

$$t_{c3} = t_{NN} = 105 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.1-5)$$

Tlak kondenzátu je totožný s tlakem v napájecí nádrži.

$$p_{c3} = p_{NN} = f(x = 0; t_{NN}) = 1,21 \text{ bar}_a \quad (1.1-6)$$

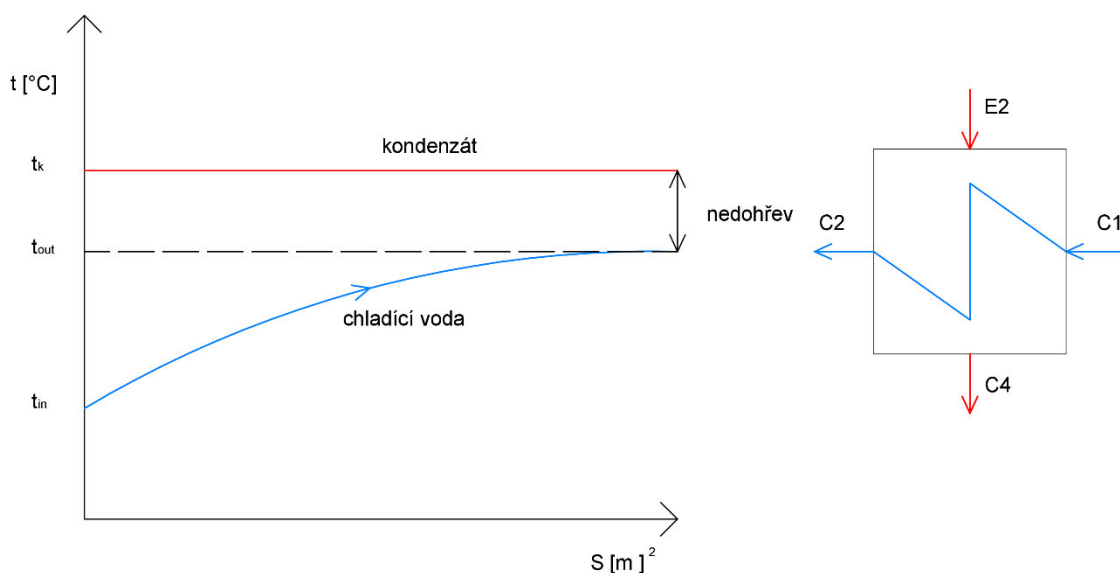
Nedohřev napájecí nádrže se neuvažuje, protože jde o směšovací výměník. Ke tlaku sytosti je třeba přičíst tlakové ztráty v odběrovém potrubí. Ty jsou zvoleny podle [2] následovně

$$p_{e1} = (p_{NN} + \Delta p_{zd}) \cdot k_{NN} = (1,21 + 2) \cdot 1,2 = 3,85 \text{ bar}_a \quad (1.1-7)$$

Kde Δp_{zd} je odhadnutá tlaková ztráta v potrubí mezi napájecí nádrží a odběrem včetně poklesu tlaku v redukčním ventilu a k_{NN} je ztrátový koeficient podle [2]

1.1.3 NÍZKOTLAKÝ REGENERAČNÍ OHŘÍVÁK

Je parní ohřívák sloužící k ohřevu napájecí vody pro kotel. Používaná značka a závislost teplot na teplosměnné ploše regeneračního výměníku jsou patrné z následujícího obrázku.



Obrázek 2 Schéma nízkotlakého regeneračního ohříváku bez chladiče páry

Teplota kondenzátu za NTO je zvolena na:

$$t_{c2} = 85 \text{ °C} \quad (1.1-8)$$

Na základě doporučených hodnot nedohřevu 1,5 až 3 °C pro NTO bez chladiče páry, kdy nižší hodnoty odpovídají spíše nižším tlakům je zvoleno

$$\Delta t_{NTO \text{ nedohřev}} = 2 \text{ °C} [3] \quad (1.1-9)$$

Případné přehřátí topné páry je pro volbu koncového nedohřevu nevýznamné Teplota sytosti topné páry je tedy dána vztahem

$$t_{e2} = t_{c2} + \Delta t_{NTO \text{ nedohřev}} = 85 + 2 = 87 \text{ °C} \quad (1.1-10)$$

Čemuž odpovídá tlak sytosti

$$p_{e2,sat} = f(x = 1; t_{e2}) = 0,626 \text{ bar}_a \quad (1.1-11)$$

Tlak páry v odběru povrchového ohříváku se stanoví z rovnice

$$p_{e2} = p_{e2,sat} \cdot (1 + \delta_p) = 0,626 \cdot (1 + 0,1) = 0,688 \text{ bar}_a \quad (1.1-12)$$

Kde δ_p je volená relativní tlaková ztráta v potrubí mezi odběrem a NTO. Je voleno 10 %.

1.1.4 KONDENZÁTNÍ A NAPÁJECÍ ČERPADLO

Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo musí pokrýt veškeré ztráty na trase kondenzátu až na tlak v napájecí nádrži.

$$\Delta p_{k\check{c}} = p_{NN} + \Delta p_{nto} + \Delta p_{\check{c}k} + \Delta p_{kp} + \Delta p_{rh} + \Delta p_{geod1} - p_{k'} \quad (1.1-13)$$

Dílčí tlakové ztráty jsou voleny podle zdroje [3]

$$\Delta p_{nto} = 0,8 \text{ bar}_a \quad (1.1-14)$$

$$\Delta p_{\check{c}k} = 0,8 \text{ bar}_a \quad (1.1-15)$$

$$\Delta p_{kp} = 0,8 \text{ bar}_a \quad (1.1-16)$$

$$\Delta p_{rh} = 0,8 \text{ bar}_a \quad (1.1-17)$$

$$\Delta p_{geod1} = 0,8 \text{ bar}_a \quad (1.1-18)$$

Kde

Δp_{nto} je tlaková ztráta na straně kondenzátu v NTO

$\Delta p_{\check{c}k}$ je tlaková ztráta zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu

Δp_{kp} je tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace

Δp_{rh} je tlaková ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru

Δp_{geod1} je rozdíl tlaku daný převýšením napájecí nádrže vůči čerpadlu

Pak

$$\Delta p_{k\check{c}} = 1,21 + 0,8 + 4 + 1,4 + 5 + 1 - 0,08 = 13,34 \text{ bar}_a$$

Entalpie před čerpadlem je

$$i_{k\check{c}1} = f(p = p_k; x = 0) = 167,54 \text{ kJ/kg} \quad (1.1-19)$$

Entalpie za kondenzátním čerpadlem je

$$i_{k\check{c}2,iz} = f(p = p_{k\check{c}2}; s = s_{k\check{c}1}) = 168,92 \text{ kJ/kg} \quad (1.1-20)$$

Přírůstek entalpie v čerpadle je za předpokladu vnitřní účinnosti čerpadla 81 %

$$\Delta i_{k\check{c}} = \frac{i_{k\check{c}2,iz} - i_{k\check{c}1}}{\eta_{\check{c}}} = \frac{168,92 - 167,54}{0,81} = 1,70 \text{ kJ/kg} \quad (1.1-21)$$

Napájecí čerpadlo

Pokrývá ztráty na trase páry v kotli až po vstupní armaturu před turbínou.

Stlačení v napájecím čerpadle je:

$$\Delta p_{n\check{c}} = p_p + \Delta p_{pp} + \Delta p_k + \Delta p_{np} + \Delta p_{rv} + \Delta p_{geod2} - p_{nn} \left. \begin{array}{l} \Delta p_{n\check{c}} = p_{n\check{c}} - p_{NN} \end{array} \right\} \quad (1.1-22)$$

Dílčí tlakové ztráty voleny podle [3]

$$\Delta p_{pp} = 0,6 \text{ bar}_a \quad (1.1-23)$$

$$\Delta p_k = 1,7 \text{ bar}_a \quad (1.1-24)$$

$$\Delta p_{np} = 2,5 \text{ bar}_a \quad (1.1-25)$$

$$\Delta p_{rv} = 10 \text{ bar}_a \quad (1.1-26)$$

$$\Delta p_{geod2} = 1 \text{ bar}_a \quad (1.1-27)$$

Kde

p_p je tlak páry před turbínou

Δp_{pp} je tlaková ztráta v parním potrubí mezi kotlem a turbínou

Δp_k je tlaková ztráta na vodní straně kotle

Δp_{np} je tlaková ztráta v potrubí napájecí vody

Δp_{rv} je tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody

Δp_{geod2} je tlaková ztráta na straně kondenzátu v NTO

$$\Delta p_{n\check{c}} = 42 + 0,6 + 1,7 + 2,5 + 10 + 1 - 1,21 = 56,69 \text{ bar}_a$$

$$i_{n\check{c}1} = f(p = p_{nn}; x = 0) = 443,12 \text{ kJ/kg} \quad (1.1-28)$$

$$i_{n\check{c}2,iz} = f(p = p_{n\check{c}2}; s = s_{n\check{c}1}) = 444,90 \text{ kJ/kg} \quad (1.1-29)$$

Přírůstek entalpie v napájecím čerpadle je:

$$\Delta i_{n\check{c}} = \frac{i_{n\check{c}2,iz} - i_{n\check{c}1}}{\eta_{\check{c}}} = \frac{444,90 - 443,23}{0,81} = 2,06 \text{ kJ/kg} \quad (1.1-30)$$

Entalpie kondenzátu za kondenzátním čerpadlem je tedy:

$$i_{c1} = i_K' + \Delta i_{k\check{c}} = 167,54 + 1,70 = 169,24 \text{ kJ/kg} \quad (1.1-31)$$

Tlak za kondenzátním čerpadlem je

$$p_{c1} = p_K' + \Delta p_{k\check{c}} = 0,07 + 13,34 = 13,41 \text{ bar}_a \quad (1.1-32)$$

Teplota odpovídá

$$t_{c1} = f(p_{c1}; i_{c1}) = 40,13 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.1-33)$$

Tlak za NTO je menší o tlakovou ztrátu na straně kondenzátu.

$$p_{c2} = p_{c1} - \Delta p_{nto} = 13,41 - 0,8 = 12,61 \text{ bar}_a \quad (1.1-34)$$

Entalpie

$$i_{c2} = 356,89 \text{ kJ/kg} \quad (1.1-35)$$

parametry vystupujícího ohřívajícího kondenzátu z NTO je sytá kapalina o tlaku kondenzace v ohříváku.

$$t_{cnto} = t_{c2} + \Delta t_{NTO \text{ nedohřev}} = 85 + 2 = 87 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.1-36)$$

$$p_{cnto} = f(x = 0; t_{cnto}) = 0,63 \text{ bar}_a \quad (1.1-37)$$

1.1.5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH ÚČINNOSTÍ V TURBÍNĚ

Odhad celkové termodynamické účinnosti turbíny je možný pomocí metodiky [3]. Dílčí účinnosti (volumetrická, mechanická, spojková a elektrická) jsou zvoleny následovně

$$\eta_{vol} = 0,985 [-] \quad (1.1-38)$$

$$\eta_m = 0,987 [-] \quad (1.1-39)$$

$$\eta_{td,sp} = 0,77 [-] \quad (1.1-40)$$

$$\eta_{el} = 0,97 [-] \quad (1.1-41)$$

$$\eta_{tdi} = \frac{\eta_{td,sp}}{\eta_m \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{el}} = \frac{0,77}{0,987 \cdot 0,985 \cdot 0,97} = 0,82 [-] \quad (1.1-42)$$

Pomocí této odhadnuté účinnosti je na základě rozložení entalpických spádů odhadnuta účinnost v jednotlivých kuželech.

Nyní jsou známy tlaky odběrů pro NTO a NN. Pro výpočet bilančních toků je třeba znát jejich entalpie. To se provede v předběžném výpočtu odhadnutím účinností jednotlivých kuželů turbíny a následně z výpočtů stupňové části se výsledné entalpie pomocí iterací zpřesní získanými účinnostmi.

Tabulka 1 Předběžně zvolená a následně dopočtena účinnost jednotlivých kuželů

KUŽEL	PŘEDBĚŽNÁ ÚČINNOST	PŘEDBĚŽNÁ ENTALPIE ZA KUŽELEM	DOPOČTENÁ ÚČINNOST	DOPOČTENÁ ENTALPIE ZA KUŽELEM
	[%]	[kJ/kg]	[%]	[kJ/kg]
VT	81	2842,75	84	2831,76
ST	82	2592,46	86	2570,96
NT	84	2325,74	72	2320,12

Tímto je odhadnuta entalpie v odběrech. Následně je třeba dopočítat tepelné bilance výměníků.

1.2 HMOTNOSTNÍ BILANCE

Pro výpočet hmotnostních průtoků výstupů z turbíny je vhodné použít poměry průtoků, kde jsou pojmenovány v axiálním směru proudění v turbíně α a β . Ve výstupním hrdle turbíny je tedy množství vyjádřeno jako $(1-\alpha-\beta)$.

Je předpokládáno, že vratný kondenzát z NTO se smíchá s kondenzátem ve sběrné nádrži kondenzátoru a vzroste jeho celková entalpie pokračující do bodu K'.

Bilanční rovnice kondenzátoru

$$\left. \begin{aligned} (1-\alpha-\beta) \cdot i_{kon} + i_{cnto} \cdot \beta &= (1-\alpha) \cdot i_{k'} \\ i_{k'} &= \frac{(1-\alpha-\beta) \cdot i_{kon} + i_{cnto} \cdot \beta}{1-\alpha} \text{ kJ/kg} \end{aligned} \right\} \quad (1.2-1)$$

Bilanční rovnice nízkotlakého ohříváku:

Účinnost přestupu tepla v nízkotlakém regeneračním ohříváku je obvykle volena mezi 0,995 a 0,998 [-] podle [3].

$$\eta_{oh} = 0,998 [-] \quad (1.2-2)$$

$$\beta \cdot (i_{e2} - i_{cnto}) \cdot \eta_{oh} = (1 - \alpha) \cdot (i_{c2} - i_{c1}) \quad (1.2-3)$$

Bilanční rovnice odluhu

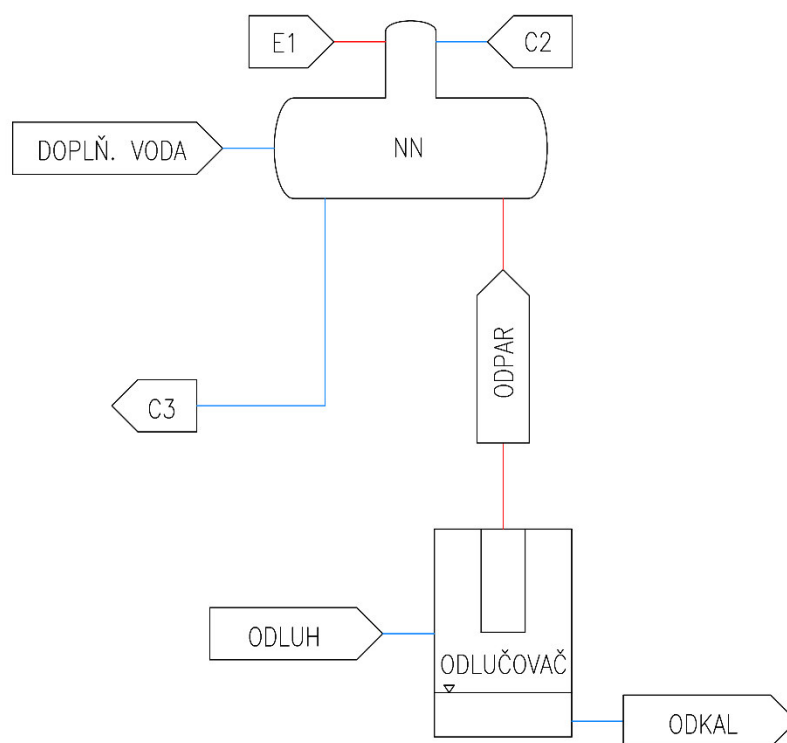
Uvolňovač páry se používá nejčastěji k částečnému využití tepelné energie obsažené v odluhu kotlů. Odluhová voda se seškrtní na tlak v uvolňovači, čímž vznikne určité množství páry. Tato pára je zavedena do napájecí nádrže. Zbylý zahuštěný odkal se vypouští do kanalizace. Aby nedocházelo ke strhávání vodních kapek je uvolňovač vybaven v místě odvodu páry odlučovačem vlhkosti. Ztráta odluhem je volena

$$\zeta_{odl} = 3 \% \quad (1.2-4)$$

Hmotnostní průtok odluhu z bubnu kotle:

$$m_{odluh} = \zeta_{odl} \cdot m_0 = 0,03 \cdot 7,78 = 0,23 \text{ t/h} \quad (1.2-5)$$

Odluh vstupuje do odlučovače, kde expanduje na tlak v napájecí nádrži, odpar je zaveden do napájecí nádrže a odkal je vyveden do kanálu. Následuje náčrt energetické bilance odlučovače s napájecí nádrží.



Obrázek 3 Energetická bilance odlučovače

Z energetické bilanční rovnice odlučovače je určen potřebný průtok napájecí vody pro doplnění těchto ztrát.

$$\left. \begin{aligned} m_{od} \cdot h_{od} &= m_{od'} \cdot h_{od'} + m_{od''} \cdot h_{od''} \\ m_{od'} &= m_{od} \cdot \frac{h_{od} - h_{od''}}{h_{od'} - h_{od''}} \\ m_{od'} &= 0,23 \cdot \frac{1130,11 - 2683,39}{440,21 - 2683,39} = 0,16 \text{ kg/s} \end{aligned} \right\} \quad (1.2-6)$$

hmotnostní bilance

$$m_{od} = m_{od'} + m_{od''} = 0,23 - 0,16 = 0,07 \text{ kg/s} \quad (1.2-7)$$

Je tedy potřeba doplnit 0,07 kg/s napájecí vody do napájecí nádrže. Předpoklad: teplota doplňované vody je 20°C.

Kde h_{od} je entalpie syté kapaliny v bubnu. Tlak v bubnu je zvolen o 10 % vyšší pro pokrytí tlakových ztrát přehříváku a přívodního potrubí.

$$p_{buben} = (1 + \zeta_{buben}) \cdot p_0 = (1 + 0,1) \cdot 42 = 46,2 \text{ bar}_a \quad (1.2-8)$$

Po následné expanzi v odlučovači je $h_{od'}$ entalpie syté kapaliny a $h_{od''}$ entalpie syté páry při tlaku napájecí nádrže $p_{nn}=1,21 \text{ bar}_a$.

1.2.1 ENERGETICKÉ BILANCE ODBĚRŮ

$$\left. \begin{aligned} \alpha \cdot i_{e1} + (1 - \alpha) \cdot i_{c2} + m_{nv} \cdot i_{nv} &= (1 + \gamma) \cdot i_{c3} \\ \alpha &= \frac{(1 + \zeta_{odl}) \cdot i_{c3} - \zeta_{odl} \cdot i_{nv} - i_{c2}}{i_{e1} - i_{c2}} \\ \alpha &= \frac{(1 + 0,03) \cdot 440,21 - 0,03 \cdot 84,03 - 356,89}{2820,86 - 356,89} = 0,038 [-] \end{aligned} \right\} \quad (1.2-9)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta &= \frac{(1 - \alpha) \cdot (i_{c2} - i_{c1})}{(i_{e2} - i_{cnto}) \cdot \eta_{nto}} \\ \beta &= \frac{(1 - 0,038) \cdot (356,89 - 169,20)}{(2555,27 - 364,35) \cdot 0,998} = 0,082 [-] \end{aligned} \right\} \quad (1.2-10)$$

tomu odpovídají průtoky v jednotlivých odběrech a ve výstupním hrdle

$$m_{e1} = \alpha \cdot m_0 = 0,038 \cdot 7,78 = 0,297 \text{ kg/s} \quad (1.2-11)$$

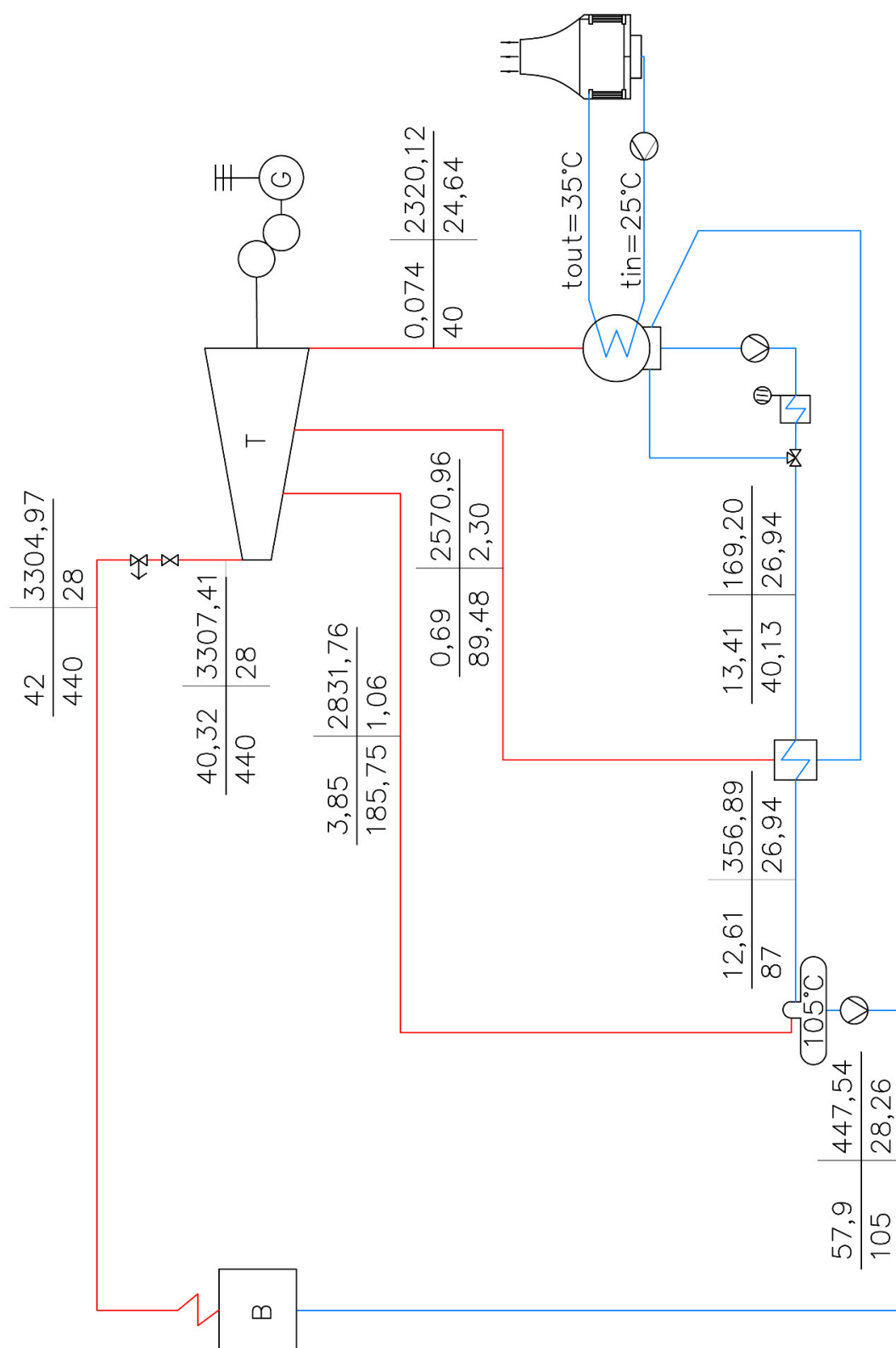
$$m_{e2} = \beta \cdot m_0 = 0,082 \cdot 7,78 = 0,642 \text{ kg/s} \quad (1.2-12)$$

$$\begin{aligned} m_k &= (1 - \alpha - \beta) \cdot m_0 = (1 - 0,038 - 0,082) \cdot 7,78 \\ &= 6,85 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (1.2-13)$$

tyto hodnoty počítají s dopočtenými účinnostmi turbíny z kapitoly výpočet stupňové části. Zejména entalpiemi v odběrech.

1.3 BILANČNÍ SCHÉMA

Všechny dílčí hodnoty použity pro výpočet jsou shrnuty v následujícím schématu.



Obrázek 4 Bilanční schéma s dopočítanými parametry

2 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH REGULAČNÍHO STUPNĚ

Jedna z možností regulace výkonu parní turbíny je používaná dýzová (skupinová) regulace. Statorové dýzy jsou rozděleny do skupin s vlastním regulačním ventilem. To umožňuje proměnlivou změnu průtočného průřezu a tím i regulaci hmotnostního průtoku páry. Použitím skupinové regulace je první stupeň lopatkování označován jako regulační, a to buď jako A-kolo nebo pro zpracování ještě většího tepelného spádu jako Curtisův stupeň. Pro tuto turbínu je zvolen rovnotlaký stupeň v provedení A-kolo. Další výhodou regulačního stupně je možnost parciálního ostříku, kdy pára na další stupně lopatkování neproudí po celém průtočném průřezu. Tím dojde ke zvětšení měrného objemu páry a z konstrukčního hlediska umožňuje použít první lopatky stupňové části přijatelných rozměrů. Úkolem předběžného návrhu regulačního stupně je stanovení základních geometrických a výkonnostních charakteristik včetně stavů páry za regulačním stupněm.

Vstupní parametry před regulačním stupněm (RS) odpovídají parametrům páry za hlavní uzavírací armaturou vypočítané v rovnicích (1.1-2) až (1.1-5).

2.1 VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ

Středního průměr regulačního stupně a obvodová rychlost je vzhledem k odhadovanému výkonu volena následovně

$$D_{rs} = 0,45 \text{ m} \quad (2.1-1)$$

obvodová rychlost pro vysokootáčkové turbíny malého výkonu je volena v rozmezí 160 až 260 m/s

$$u = 190 \text{ m/s} [1] \quad (2.1-2)$$

otáčky rotoru pak vycházejí z rovnice

$$n = \frac{u}{\pi \cdot D_{rs}} = \frac{190}{3,14 \cdot 0,45} = 134,4 \text{ s}^{-1} \quad (2.1-3)$$

volba poměru u/c_{iz} s ohledem na dosažení co nejvyšší účinnosti obvykle leží v rozmezí 0,4 až 0,5. Zvolená hodnota je po zpětném vyhodnocení nejlepší účinnosti na základě potřebného zpracovaného entalpického spádu zvolena [1]

$$\frac{u}{c_{iz}} = 0,42 [-] \quad (2.1-4)$$

Pak teoretická izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy je

$$c_{1iz} = \frac{u}{\frac{u}{c_{iz}}} = \frac{190}{0,42} = 452,38 \text{ m/s} \quad (2.1-5)$$

zvolená absolutní rychlost na vstupu do dýzy se rovná přibližně rychlostem páry v přívodním potrubí a je vhodné ji volit v rozmezí 30 až 50 m/s

$$c_0 = 30 \text{ m/s} [1] \quad (2.1-6)$$

izoentropický spád zpracován regulačním stupněm je dán rozdílem kinetických energií

$$h_{rs,iz} = \frac{c_{1,iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = 0,001 \cdot \left(\frac{452,38^2}{2} - \frac{30^2}{2} \right) = 101,87 \text{ kJ/kg} \quad (2.1-7)$$

teoretická entalpie za regulačním stupněm je pak

$$i_{rs2,iz} = i_0 - h_{rs,iz} = 3307,41 - 101,87 = 3205,53 \text{ kJ/kg} \quad (2.1-8)$$

Z vypočteného izoentalpického spádu na regulační stupeň je odečten z i-s diagramu tlak za regulačním stupněm.

$$p_2 = f(i_{rs2,iz}; s_0) = 28,82 \text{ bar}_a \quad (2.1-9)$$

kontrola z hlediska dosažení kritického tlakového poměru v dýze: má vliv na tvar profilu kanálu.

$$p_{krit} = p_0 \cdot 0,546 = 40,32 \cdot 0,546 = 22,015 \text{ bar}_a \quad (2.1-10)$$

$$p_2 > p_{krit} = \text{nedochází ke kritickému proudění [1]} \quad (2.1-11)$$

$$\frac{p_2}{p_0} = 0,72 - \text{vyhovuje} \quad (2.1-12)$$

Pro výpočet parametrů za RS je třeba odhadnout ztráty ve statoru, které je vhodné volit v rozmezí 0,95 až 0,98 [1]

$$\varphi = 0,95 [-] \quad (2.1-13)$$

pak ztráta ve statoru

$$\left. \begin{aligned} Z_{os} &= (1 - \varphi^2) \cdot h_{rs,iz} \cdot (1 - \rho) \\ Z_{os} &= (1 - 0,95^2) \cdot 101,87 \cdot (1 - 0,025) = 9,68 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \right\} \quad (2.1-14)$$

a entalpie za dýzou

$$i_{rs1} = i_{rs2,iz} + Z_{os} = 3205,53 + 9,68 = 3215,22 \text{ kJ/kg} \quad (2.1-15)$$

její měrný objem

$$v_{rs1} = f(p_{rs2}; i_{rs1}) = 0,102 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.1-16)$$

2.1.1 PARCIÁLNÍ OSTŘÍK

Vstupní úhel je vhodné volit jako nejnižší z doporučených hodnot 13 až 18 ° [1]

$$\alpha_1 = 12,9^\circ \quad (2.1-17)$$

pak délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku se vypočte z rovnice kontinuity.

$$\left. \begin{aligned} l_{0t} &= \frac{M_{rs} \cdot v_{rs1}}{\pi \cdot D_{rs} \cdot c_{1iz} \cdot \sin \alpha_1} \\ l_{0t} &= \frac{7,78 \cdot 0,102}{3,14 \cdot 0,45 \cdot 452,38 \cdot \sin 12,8^\circ} = 0,00399 \text{ m} = 4,0 \text{ mm} \end{aligned} \right\} \quad (2.1-18)$$

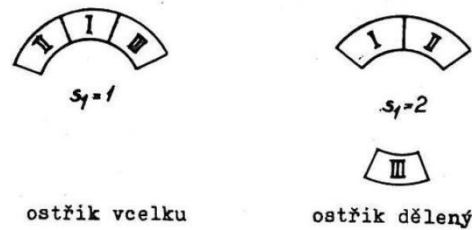
Minimální délka první lopatky je 12 mm, což nevyhovuje, proto je nutno použít parciální ostřík. Vypočte se optimální délka rozváděcí lopatky. K tomu je třeba použít experimentální konstanty [1]

$$\frac{c}{a} = 0,1467 [-] \quad (2.1-19)$$

$$\frac{b}{a} = 0,0398 [-] \quad (2.1-20)$$

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\frac{u}{c_{iz}}}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,42}{\left(\frac{134,4}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,45^{0,5}} = 0,0605 [-] \quad (2.1-21)$$

součinitel s_1 zohledňuje dělení parciálního ostříku: nedělený [1]



Obrázek 5 Dělení parciálního ostříku [1]

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} = \sqrt{\frac{0,45}{0,0398 \cdot 1 + 0,0605 \cdot 0,45}} = 2,5911 [-] \quad (2.1-22)$$

Pak optimální délka lopatky

$$l_{opt} = \alpha \sqrt{l_{0t} \cdot 100} \quad (2.1-23)$$

$$l_{opt} = 2,5911 \cdot \sqrt{0,00399 \cdot 100} = 16,4 \text{ zvoleno } 17 \text{ mm [1]}$$

hodnota parciálního ostříku má být větší než 0,2.

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{4}{17} = 0,24 - \text{vyhovuje} \quad (2.1-24)$$

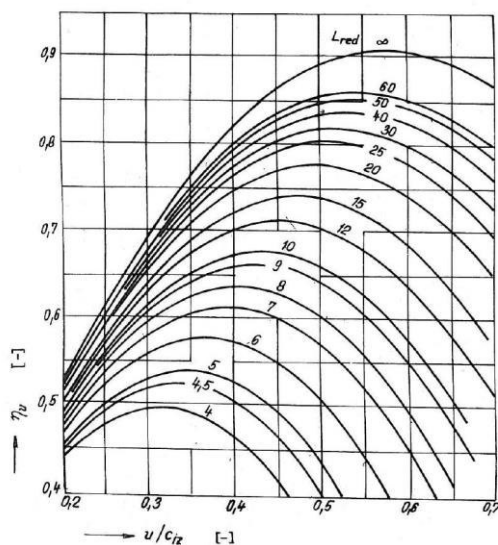
Zvolená délka první lopatky

$$l_0 = 17 \text{ mm} \quad (2.1-25)$$

pro stanovení obvodové účinnosti je třeba vypočítat redukovanou délku lopatky

$$l_{red} = \frac{l_0}{1 + \frac{l_0}{l_{opt}} - \delta \cdot l_0} = \frac{1,7}{1 + \frac{1,7}{0,168} - 0,0576 \cdot 1,7} = 8 \text{ mm} \quad (2.1-26)$$

obvodová účinnost je pak odečtena z následujícího grafu



Obrázek 6 Obvodová účinnost regulačního stupně [1]

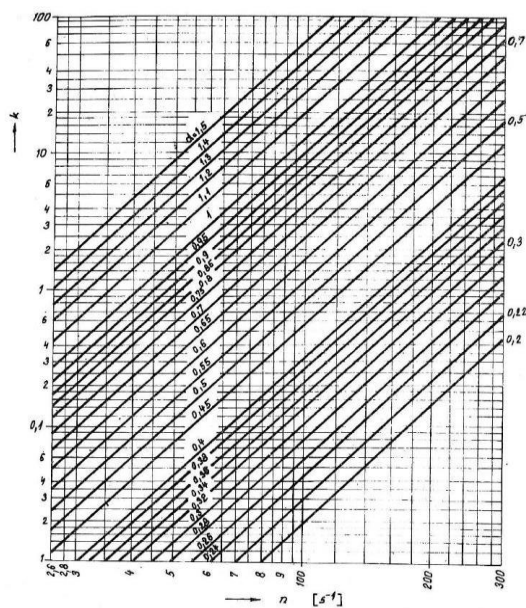
$$\eta_u = 0,681 [-] \quad (2.1-27)$$

2.1.2 PŘEDBĚŽNÝ VÝKON REGULAČNÍHO STUPNĚ

Vypočte se absolutní hodnota ztráty třením a ventilací z rovnice

$$Z_5 = \frac{k}{M \cdot v_1} = \frac{1,25}{7,78 \cdot 0,105} = 1,57 \text{ kJ/kg} \quad (2.1-28)$$

kde součinitel k je odečten z grafu



Obrázek 7 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [1]

pak poměrná ztráta ventilací je poměr absolutní ztráty k izoentropickému spádu regulačního stupně

$$\zeta_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{1,57}{101,87} = 0,015 [-] \quad (2.1-29)$$

pak vnitřní účinnost regulačního stupně je

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \zeta_5 = 0,681 - 0,015 = 0,67 [-] \quad (2.1-30)$$

a vnitřní výkon regulačního stupně je

$$P_{irs} = M_{rs} \cdot h_{rs,iz} \cdot \eta_{tdi} = 7,78 \cdot 101,87 \cdot 0,67 = 527,26 \text{ kW} \quad (2.1-31)$$

Stanoví se koncový bod expanze ve stupni. Z výsledné entalpie lze v i-s diagramu určit stavové veličiny za regulačním stupněm jako podklad pro výpočet další části lopatkování.

$$\left. \begin{aligned} i_{rs,2} &= i_0 - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} \\ i_{rs,2} &= 3307,41 - 0,67 \cdot 101,87 = 3239,62 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \right\} \quad (2.1-32)$$

3 DETAILNÍ VÝPOČET REGULAČNÍHO STUPNĚ

Detailní návrh vychází z předběžně stanovených hodnot vypočítaných v předběžném návrhu. Jsou tedy známy tyto hodnoty. Střední průměr lopatkování (2.1-1), optimální poměr u/c_{iz} (2.1-4), celkový tepelný spád na regulační stupeň (2.1-7), otáčky rotoru (2.1-3), tlak za regulačním stupněm (2.1-9), tvar dýzy – nerozšířená, přibližná délka lopatky (2.1-25) a stupeň parciálního ostříku (2.1-24). jeho cílem je výpočet rychlostních trojúhelníků, volba lopatek, určení energetických ztrát a určení vnitřního výkonu regulačního stupně pro další výpočty stupňové části.

3.1 STUPEŇ REAKCE

V praxi se nepoužívá čistě akční regulační stupeň s reakcí $\rho=0$, ale z důvodu zlepšení poměrů při obtékání oběžných lopatek se volí v rozmezí 0,025 až 0,06. maximální velikost stupně reakce vzhledem k rychlému nárůstu ztrát vnitřní netěsností by neměla přesáhnout 0,1. Je tedy volen

$$\rho = 0,025 [-] \quad (3.1-1)$$

rozdělení tepelných spádů na stator a rotor

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,025) \cdot 101,87 = 99,33 \text{ kJ/kg} \quad (3.1-2)$$

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,025 \cdot 101,87 = 2,55 \text{ kJ/kg} \quad (3.1-3)$$

Po vynesení vypočtených hodnot do i-s diagramu je odečtena hodnota tlaku v mezeře mezi statorem a rotorem a následuje kontrola z hlediska dosažení kritického tlakového poměru v dýze: má vliv na tvar profilu kanálu.

$$p_{krit} = p_0 \cdot 0,546 = 40,32 \cdot 0,546 = 22,015 \text{ bar}_a \quad (3.1-4)$$

tlak v mezeře mezi statorem a rotorem

$$p_1 = f(i_{rs2}; s_0) = 29,07 \text{ bar}_a \quad (3.1-5)$$

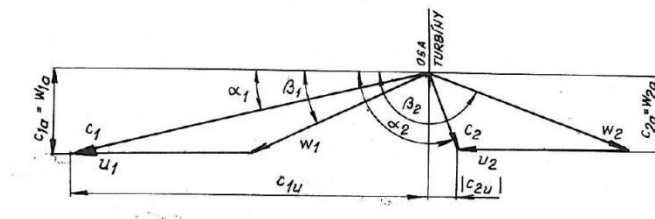
Je-li tlak p_1 větší než p_{krit} , nedochází ke kritickému proudění ve výstupním průřezu dýzy a výstupní úhel se rovná výstupnímu úhlu proudu páry. Je-li tlak větší než kritický, počítá se s kritickým prouděním, a tedy s odklonem proudu páry, kdy výstupní úhel proudu má jinou velikost od navrženého výstupního úhlu profilu.

$$p_1 > p_{krit} \quad (3.1-6)$$

$$\text{poměr } \frac{p_1}{p_{krit}} = 0,76 - \text{vyhovuje} \quad (3.1-7)$$

3.2 VÝPOČET RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ

Následuje výpočet rychlostních trojúhelníků regulačního stupně. Všechny rovnice vycházejí z následujícího obrázku.



Obrázek 8 Označení rychlostí a úhlů rychlostního trojúhelníku A-kola [3]

Volba úhlů je provedena s ohledem na tvar průtočného kanálu, jeho pozvolné rozšiřování nebo válcové omezení. Nevhodnou kombinací úhlů může dojít dokonce ke zkracování lopatek ve směru toku páry.

Teoretická rychlost na výstupu z dýzy

$$\left. \begin{aligned} c_{1iz} &= \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} \\ c_{1iz} &= \sqrt{2 \cdot (1 - 0,025) \cdot 101,87 \cdot 1000 + 30^2} = 446,72 \text{ m/s} \end{aligned} \right\} \quad (3.2-1)$$

skutečná absolutní rychlost na výstupu z dýzy, kde φ je odečteno z [1]

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,95 \cdot 446,7 = 424,38 \text{ m/s} \quad (3.2-2)$$

relativní rychlost na výstupu z dýzy

$$\left. \begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \\ w_1 &= \sqrt{424,4^2 + 190^2 - 2 \cdot 424,4 \cdot 190 \cdot \cos 12,9^\circ} = 252,64 \text{ m/s} \end{aligned} \right\} \quad (3.2-3)$$

složky rychlostí do obvodového směru

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 424,4 \cdot \cos 12,9^\circ = 413,67 \text{ m/s} \quad (3.2-4)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 413,7 - 190 = 223,67 \text{ m/s} \quad (3.2-5)$$

složky rychlostí do axiálního směru

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 424,4 \cdot \sin 12,9^\circ = 94,74 \text{ m/s} \quad (3.2-6)$$

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{223,7}{252,6} = 27,7^\circ \quad (3.2-7)$$

rychlosti páry ve výstupním trojúhelníku

$$\left. \begin{aligned} w_{2iz} &= \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h_{iz} + w_1^2} \\ w_{2iz} &= \sqrt{2 \cdot 0,025 \cdot 101,87 \cdot 1000 + 252,6^2} = 262,53 \text{ m/s} \end{aligned} \right\} \quad (3.2-8)$$

skutečná relativní rychlost páry, kde ψ je odečteno z [1]

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,96 \cdot 262,5 = 252,03 \text{ m/s} \quad (3.2-9)$$

volba úhlu β

$$\beta_2 = 180 - (\beta_1 - (3 \div 5)) = 157,3^\circ \quad (3.2-10)$$

absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \quad (3.2-11)$$

$$c_2 = \sqrt{252,03^2 + 190^2 - 2 \cdot 252,03 \cdot 190 \cdot \cos(180 - 157,3^\circ)} = 106,16 \text{ m/s}$$

složky rychlostí do obvodového směru

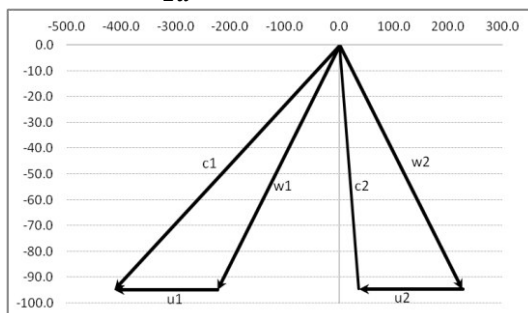
$$w_{2u} = w_2 \cdot \sin(\beta_2 - 90^\circ) = 252,03 \cdot \sin 67,3 = 232,49 \text{ m/s} \quad (3.2-12)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 232,49 - 190 = 42,49 \text{ m/s} \quad (3.2-13)$$

složky rychlostí do axiálního směru

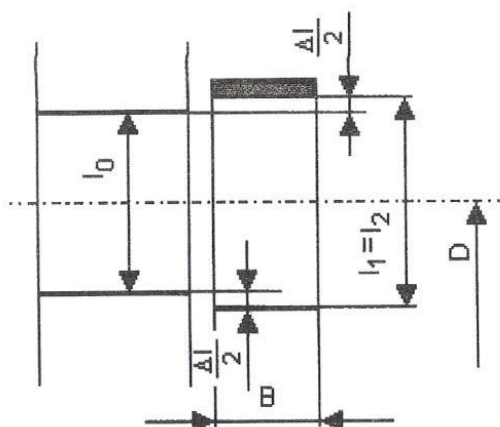
$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 252,03 \cdot \sin 157,3^\circ = 97,29 \text{ m/s} \quad (3.2-14)$$

$$\alpha_2 = 90 + \arctg\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right) = 90 + \arctg\frac{97,29}{42,49} = 113,59^\circ \quad (3.2-15)$$



Obrázek 9 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně

3.3 NÁVRH PRŮTOČNÉHO PRŮŘEZU REGULAČNÍHO STUPNĚ



Obrázek 10 Označení rozměrů průtočného kanálu. A-kolo, válcový kanál [2]

Pro stanovení délek lopatek je použita rovnice kontinuity. Výstupní délka dýzové lopatky

$$\left. \begin{aligned} l_0 &= \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D_{rs} \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \\ l_0 &= \frac{7,78 \cdot 0,1022}{3,14 \cdot 0,45 \cdot 0,24 \cdot 424,4 \cdot \sin 12,9^\circ} = 0,024 \text{ m} = 24 \text{ mm} \end{aligned} \right\} \quad (3.3-1)$$

předpokládáme válcové omezení průtočného kanálu, pak

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 24 + 2 = 26 \text{ mm} \quad (3.3-2)$$

kde Δl je voleno v rozmezí 1 až 3 mm. [1]

VOLBA PROFILU LOPATEK

Pro správnou volbu lopatek [1] je nutno určit i rychlost zvuku a Machovo číslo. Rychlosti zvuku ve stavech regulačního stupně:

$$a_0 = 635,44 \text{ m/s} \quad (3.3-3)$$

$$a_1 = 613,38 \text{ m/s} \quad (3.3-4)$$

$$a_2 = 613,38 \text{ m/s} \quad (3.3-5)$$

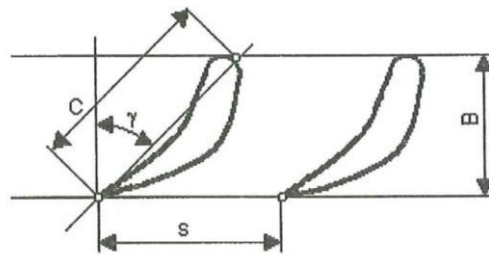
Pak Machova čísla v těchto stavech jsou:

$$M_{a0} = \frac{c_1}{a_0} = \frac{424,38}{635,44} = 0,67 [-] \quad (3.3-6)$$

$$M_{a1} = \frac{c_1}{a_1} = \frac{424,38}{613,38} = 0,69 [-] \quad (3.3-7)$$

$$M_{a2} = \frac{w_2}{a_2} = \frac{252,03}{613,38} = 0,41 [-] \quad (3.3-8)$$

následující obrázek definuje geometrii volených parametrů



Obrázek 11 Geometrie oběžných lopatek [1]

profil statorových lopatek je volen TS-2A, který definuje optimální nastavení úhlu γ a rozteče s/c .

$$\gamma_s = (37 \div 41) = \text{voleno } 40^\circ \quad (3.3-9)$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_s = (0,7 \div 0,9) = \text{voleno } 0,8 \quad (3.3-10)$$

pak délka tětiny je zvolena

$$c_s = (0,025 \div 0,07) = \text{voleno } 0,04 \text{ m} \quad (3.3-11)$$

pak šířka tětiny – axiální stavení délka

$$B_s = c \cdot \cos \gamma = 0,04 \cdot \cos 40^\circ = 0,03 \text{ m} \quad (3.3-12)$$

rozteč lopatek

$$s_s = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 0,04 \cdot 0,8 = 0,032 \text{ m} \quad (3.3-13)$$

a počet lopatek

$$z_s = \frac{\pi \cdot D_{rs} \cdot \varepsilon}{s} = \frac{3,14 \cdot 0,45 \cdot 0,24}{0,032} = 10,77 \sim 11 [-] \quad (3.3-14)$$

profil rotorových lopatek je volen TR-2A, který definuje optimální nastavení úhlu γ a rozteče s/c .

$$\gamma_s = (76 \div 79) = \text{voleno } 77^\circ \quad (3.3-15)$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_s = (0,58 \div 0,65) = \text{voleno } 0,61 [-] \quad (3.3-16)$$

pak délka tětiny je zvolena

$$c_r = (0,025 \div 0,07) = \text{voleno } 0,03 \text{ m} \quad (3.3-17)$$

pak šířka tětiny – axiální stavení délka

$$B_r = c \cdot \cos \gamma = 0,03 \cdot \cos 77^\circ = 0,0068 \text{ m} \quad (3.3-18)$$

rozteč lopatek

$$s_r = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 0,03 \cdot 0,61 = 0,018 \text{ m} \quad (3.3-19)$$

a počet lopatek

$$z_r = \frac{\pi \cdot D_{rs} \cdot \varepsilon}{s} = \frac{3,14 \cdot 0,45 \cdot 0,24}{0,018} = 77,25 \text{ zaokrouhleno } 77 [-] \quad (3.3-20)$$

3.4 ENERGETICKÉ ZTRÁTY V LOPATKOVÁNÍ

Rozváděcí mříž – dýza

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{446,72^2}{2} \cdot (1 - 0,95) = 7,82 \text{ kJ/kg} \quad (3.4-1)$$

oběžná lopatková řada

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{262,53^2}{2} \cdot (1 - 0,96) = 2,70 \text{ kJ/kg} \quad (3.4-2)$$

ztráta výstupní rychlostí

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{0,001 \cdot 106,16^2}{2} = 5,64 \text{ kJ/kg} \quad (3.4-3)$$

obvodová účinnost stupně je definována na středním průměru lopatkování

$$\left. \begin{aligned} \eta_u &= \frac{a_u}{E_0} = \frac{a_u}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \\ \eta_u &= \frac{(101,87 \cdot 1000) - 1000 \cdot (7,82 + 2,70 + 5,64)}{101,87 \cdot 1000} = 0,84 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.4-4)$$

poměrná ztráta třením – ventilací diskuse pohybuje v rozmezí 0,00045 až 0,0008 [1]

$$k_{tř} = 0,0005 [-] \quad (3.4-5)$$

průtočný průřez pro páru

$$\begin{aligned} S &= \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 = 3,14 \cdot 0,45 \cdot 0,26 \cdot \sin 12,9^\circ \\ &= 0,002 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (3.4-6)$$

$$\left. \begin{aligned} \zeta_5 &= k_{tř} \cdot \frac{D_{rs}^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 \\ \zeta_5 &= 0,0005 \cdot \frac{(0,45^2)}{0,002} \cdot \left(\frac{190}{\sqrt{2 \cdot 101,87 \cdot 1000}} \right)^3 = 0,004 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.4-7)$$

poměrná ztráta parciálním ostříkem se skládá ze ztrát ventilací neostříkнутých lopatek a ze ztrát vznikajících na okrajích pásma ostříku

ztráta vznikající ventilací neostříkнутých lopatek

$$\left. \begin{aligned} \zeta_{61} &= \frac{0,065 \cdot (1 - \varepsilon)}{\sin \alpha \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 \\ \zeta_{61} &= \frac{0,065 \cdot (1 - 0,24)}{\sin 12,9^\circ \cdot 0,24} \cdot \left(\frac{190}{\sqrt{2 \cdot 101,87 \cdot 1000}} \right)^3 = 0,034 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.4-8)$$

poměrná ztráta vznikajících na okrajích pásma ostříku.

$$\left. \begin{aligned} \zeta_{62} &= 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \\ \zeta_{62} &= 0,25 \cdot \frac{0,03 \cdot 0,026}{0,002} \cdot \frac{190}{\sqrt{2 \cdot 101,87 \cdot 1000}} \cdot 0,84 \cdot 1 = 0,0061 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.4-9)$$

$$\zeta_6 = \zeta_{61} + \zeta_{62} = 0,040 [-] \quad (3.4-10)$$

Pro výpočet poměrné ztráty radiální mezerou je nejprve nutno zvolit následující parametry. Průtokový součinitel:

$$\mu_1 = 0,5 [-] \quad (3.4-11)$$

stupeň reakce na špici lopatky

$$\left. \begin{aligned} \rho_s &= 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} \\ \rho_s &= 1 - (1 - 0,025) \cdot \frac{\frac{0,45}{0,026}}{1 + \frac{0,45}{0,026}} = 0,078 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.4-12)$$

zvolená radiální mezera

$$\delta = \frac{D}{1000} + 0,2 = \frac{\frac{0,45}{1000}}{1000} + 0,2 = 0,00065 \text{ m} \quad (3.4-13)$$

průřez radiální mezery

$$\left. \begin{aligned} S_{1r} &= \pi \cdot (D + l_1) \cdot \delta \\ S_{1r} &= 3,14 \cdot (0,45 + 0,026) \cdot 0,00065 = 0,000972 \text{ m}^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.4-14)$$

pak ztráta radiální mezerou je

$$\left. \begin{aligned} \zeta_7 &= 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1r} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \\ \zeta_7 &= 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,000972 \cdot 0,84}{0,002} \cdot \sqrt{\frac{0,078}{1 - 0,025}} = 0,087 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.4-15)$$

3.5 VNITŘNÍ VÝKON REGULAČNÍHO STUPNĚ

Pak vnitřní účinnost regulačního stupně je

$$\left. \begin{aligned} \eta_{tdi} &= \eta_u - (\zeta_5 + \zeta_6 + \zeta_7) \\ \eta_{tdi} &= 0,84 - (0,004 + 0,040 + 0,087) = 0,71 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.5-1)$$

vnitřní výkon akčního stupně

$$P_{RS} = M_0 \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 7,78 \cdot 101,87 \cdot 0,712 = 563,38 \text{ kW} \quad (3.5-2)$$

koncový bod expanze je podle následující rovnice

$$\left. \begin{aligned} i_2 &= i_0 - h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \\ i_2 &= 3307,41 - 101,87 \cdot 0,712 = 3242,97 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \right\} \quad (3.5-3)$$

a skutečný spád zpracovaný regulačním stupněm je

$$h_{rs} = h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 101,87 \cdot 0,712 = 72,43 \text{ kJ/kg} \quad (3.5-4)$$

4 TEPELNÝ VÝPOČET STUPŇOVÉ ČÁSTI TURBÍNY

Kužel průtočné části je rozdělen na čtyři části definovanými tlaky v odběrech za nimi. Poslední NT kužel je rozdělen na dva zvoleným tlakem pro plynulejší průběh rozšíření průtočného kanálu. Hmotnostní průtok se nemění.

Tabulka 2 Rozdělení stupňové části

část	I	II	III	IV
tlak za kuželem [bar _a]	3,85	0,69	0,17	0,074

4.1 NÁVRH PRVNÍHO KUŽELE

Předpokladem pro návrh stupňové části je, že nedochází ke ztrátám mezi regulačním stupněm a mezi jednotlivými kužely. Proto parametry páry vstupující na první lopatky kužele jsou totožné s parametry na výstupu z regulačního stupně.

Tlak za prvním kuželem je dán tlakem v odběru.

$$p_n = 3,85 \text{ bar}_a \quad (4.1-1)$$

Entropie na výstupu je v ideální případně při proudění beze ztrát shodná s entropií na vstupu do kužele

$$s_{n,iz} = s_{rs2} = 6,95 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (4.1-2)$$

entalpie při izoentropické expanzi

$$i_{iz} = 2752,23 \text{ kJ/kg} \quad (4.1-3)$$

měrný objem

$$v_{iz} = 0,49 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.1-4)$$

izoentropický spád

$$h_{iz} = i_{rs2} - i_{iz} = 3234,97 - 2752,23 = 482,75 \text{ kJ/kg} \quad (4.1-5)$$

hmotnostní průtok prvním kuželem je roven průtoku regulačním stupněm

$$M_I = M_{rs} = 7,78 \text{ kg/s} \quad (4.1-6)$$

4.1.1 VÝPOČET STŘEDNÍHO PRŮMĚRU A DÉLKY PRVNÍ LOPATKY

Parsonsovo číslo je voleno v rozmezí 0,6 až 0,85 s klesající tendencí po délce průtočného kanálu

$$Pa_1 = 0,81 [-] \quad (4.1-7)$$

$$Pa_n = 0,81 [-] \quad (4.1-8)$$

$$Pa_{stř} = \frac{Pa_1 + Pa_n}{2} \cdot 0,81 [-] \quad (4.1-9)$$

pak Parsonsovo číslo pro první kužel je

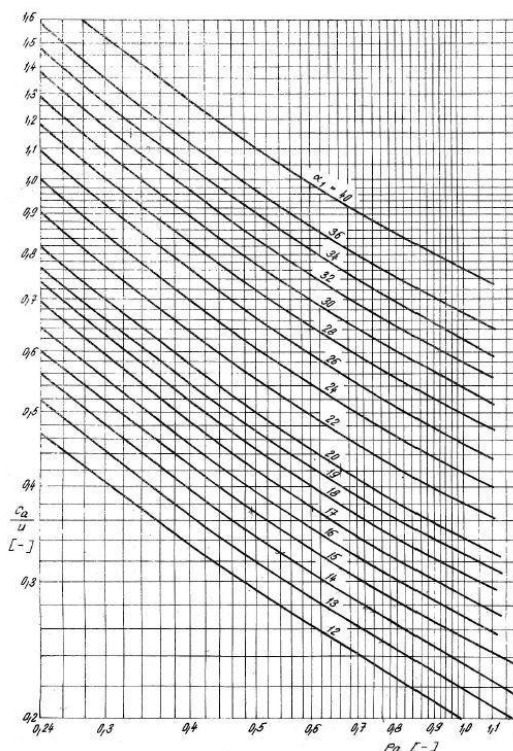
$$Pa_s = 0,95 \cdot Pa_{stř} = 0,77 [-] \quad (4.1-10)$$

výstupní úhel statorové lopatkové řady na začátku a konci kužele je

$$\alpha_1 = 12^\circ \quad (4.1-11)$$

$$\alpha_n = 12^\circ \quad (4.1-12)$$

Poměr rychlostí c_a/u je odečten z následujícího grafu.



Obrázek 12 závislost poměru c_a/u na Parsonsově čísle pro různé úhly α [1]

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = 0,239 [-] \quad (4.1-13)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = 0,239 [-] \quad (4.1-14)$$

Pak délka lopatky prvního stupně je zvolena na základě velikosti turbíny a velikostních poměrů.

$$l_1 = 0,02 \text{ m} \quad (4.1-15)$$

Pak střední průměr lopatkování je

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot v_{rs}}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} = \sqrt{\frac{7,78 \cdot 0,104}{134,40 \cdot 0,02 \cdot 0,239}} = 0,357 \text{ m} \quad (4.1-16)$$

patní průměr je

$$D_{p1} = D_1 - l_1 = 0,357 - 0,02 = 0,337 \text{ m} \quad (4.1-17)$$

průměr hlavy je

$$D_{h1} = D_1 + l_1 = 0,357 + 0,02 = 0,377 \text{ m} \quad (4.1-18)$$

následuje výpočet posledního stupně. Pro ten je třeba zvolit poměr délky lopatky ke střednímu průměru [1]

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,186 [-] \quad (4.1-19)$$

pak střední průměr posledního stupně je

$$\left. \begin{aligned} D_n &= \sqrt[3]{\frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot n}} \\ D_n &= \sqrt[3]{\frac{7,78 \cdot 0,54}{3,14^2 \cdot 0,239 \cdot 0,186 \cdot 134,40}} = 0,414 \text{ m} \end{aligned} \right\} \quad (4.1-20)$$

odpovídající délka lopatky je

$$l_n = \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot D_n = 0,186 \cdot 0,414 = 0,076 \text{ m} \quad (4.1-21)$$

patní průměr

$$D_{pn} = D_n - l_n = 0,414 - 0,076 = 0,337 \text{ m} \quad (4.1-22)$$

průměr hlavy je

$$D_{hn} = D_n + l_n = 0,414 + 0,076 = 0,491 \text{ m} \quad (4.1-23)$$

pak střední obvodová rychlost prvního a posledního stupně je

$$u_1 = \pi \cdot n \cdot D_1 = 3,14 \cdot 134,4 \cdot 0,357 = 150,6 \text{ m/s} \quad (4.1-24)$$

$$u_n = \pi \cdot n \cdot D_n = 3,14 \cdot 134,4 \cdot 0,414 = 174,7 \text{ m/s} \quad (4.1-25)$$

$$u_s = \frac{(u_1 + u_n)}{2} = \frac{150,6 + 174,7}{2} = 162,6 \text{ m/s} \quad (4.1-26)$$

počet stupňů

$$z = \frac{pa_{stř} \cdot h_{iz}}{u_s^2} = \frac{0,77 \cdot 482,75}{162,6^2} = 14,1 = \text{voleno } 14 [-] \quad (4.1-27)$$

4.1.2 VNIŘNNÍ ÚČINNOST KUŽELE

Další uvažovanou ztrátou je poměrná ztráta radiální mezerou. Vzorec (4.1-29) v tomto tvaru zahrnuje i vliv okrajové ztráty, která se v tomto případě samostatně nepočítá.

Volba výrobní tolerance radiální vůle v lopatkování se zaokrouhlí vždy na celé desetiny milimetru a volí se stejná pro celou řadu stupňů v kuželu.

Tabulka 3 Volba radiální vůle na základě výrobních tolerancí [1]

radiální vůle [mm]	0,2 až 0,4	0,5 až 0,7	0,8 až 1,2
tolerance [mm]	+0,1	+0,2	+0,3

$$x = 0,2 \text{ mm} \quad (4.1-28)$$

Radiální vůle prvního a posledního stupně lze stanovit ze vztahu

$$k_1 = Dh_1 + x = 0,377 + 0,2 = 0,58 \text{ mm} \quad (4.1-29)$$

$$k_n = Dh_n + x = 0,489 + 0,2 = 0,69 \text{ mm} \quad (4.1-30)$$

poměrná ztráta radiální mezerou

$$\zeta_{k,1} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + k_1}{l_1} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + 0,58}{0,02} = 0,20 [-] \quad (4.1-31)$$

$$\zeta_{k,n} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + k_n}{l_n} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + 0,69}{0,076} = 0,06 [-] \quad (4.1-32)$$

$$\zeta_k = \frac{\zeta_{k,1} + \zeta_{k,n}}{2} = \frac{0,2 + 0,06}{2} = 0,128 [-] \quad (4.1-33)$$

poměrná ztráta rozvějířením

$$\zeta_{v,1} = \frac{l_1}{D_1} = \frac{0,020}{0,357} = 0,003 [-] \quad (4.1-34)$$

$$\zeta_{v,n} = \frac{l_n}{D_n} = \frac{0,076}{0,413} = 0,035 [-] \quad (4.1-35)$$

$$\zeta_v = \frac{\zeta_{v,1} + \zeta_{v,n}}{2} = \frac{0,003 + 0,035}{2} = 0,019 [-] \quad (4.1-36)$$

Protože kužel 1 pracuje v oblasti přehřáté páry a výstupní rychlost je využita v následujícím kuželu, neuvažujeme ani ztrátu vlhkostí páry ani ztrátu výstupní rychlostí

Součinitel zpětného využití tepla – re-heat faktor je poměr přírůstku spádu k celkovému izoentropickému spádu vícestupňové turbíny. Součet izoentropických spádů kuželů je následně dopočten z předběžného výpočtu celé průtočné části. Hodnota byla postupně zpřesňována.

$$i_{2iz} = f(p_k; s_{rs2}) = 2163,42 \text{ kJ/kg} \quad (4.1-37)$$

$$H_{iz}^{sč} = i_{rs2} - i_{2iz} = 3234,91 - 2163,42 = 1071,49 \text{ kJ/kg} \quad (4.1-38)$$

$$\sum_{j=1}^z h_{izj} = 1102,12 \text{ kJ/kg}$$

$$(1+f) = 1 + \frac{\sum_{j=1}^{IV} h_{izj} - H_{iz}^{sč}}{H_{iz}^{sč}} = 1 + \frac{1102,16 - 1071,52}{1071,52} \quad (4.1-39)$$

$$(1+f) = 1,029 [-]$$

Účinnost přetlakových stupňů je závislá na upraveném Parsonsově čísle podle [3] aproximována vztahem

$$\eta_{\infty} = 0,468089 + 1,46673 \cdot P_a - 1,41229 \cdot P_a^2 + 0,415374 \cdot P_a^3 \quad (4.1-40)$$

$$\eta_{\infty} = 0,95 [-]$$

pak vnitřní účinnost prvního kanálu je

$$\eta = \eta_{\infty} \cdot (1+f) \cdot (1 - (\zeta_k + \zeta_v)) \quad (4.1-41)$$

$$\eta = 0,95 \cdot (1 + 0,029) \cdot (1 - (0,128 + 0,019)) = 0,84 [-]$$

pak skutečný entalpický spád je

$$h_l = \eta \cdot h_{iz} = 0,86 \cdot 482,75 = 403,21 \text{ kJ/kg} \quad (4.1-42)$$

koncový bod expanze prvního kužele

$$i_n = i_{n,rs} - h_l = 3234,97 - 403,21 = 2831,76 \text{ kJ/kg} \quad (4.1-43)$$

a vnitřní výkon je

$$P = h_l \cdot M = 403,21 \cdot 7,78 = 3136,06 \text{ kW} \quad (4.1-44)$$

SHRUTÍ VÝPOČTU PRVNÍHO KUŽELE

Tabulka 4 Shrnutí výpočtu prvního kužele

NÁZEV	VELIČINA	HODNOTA PŘED STUPNĚM	HODNOTA ZA STUPNĚM	JEDNOTKA
tlak páry	$p_{1,n}$	28,82	3,85	[bar _a]
teoretická entropie	s_{iz}	6,95		[kJ/kg/k]
skutečná entropie	$s_{1,n}$	6,95	7,13	[kJ/kg/k]
teoretický měrný objem	v_{iz}		0,49	[m ³ /kg]
skutečný měrný objem	$v_{1,n}$	0,10	0,54	[m ³ /kg]
teoretická entalpie	i_{iz}		2752,23	[kJ/kg]
skutečná entalpie	$i_{1,n}$	3235,36	2831,76	[kJ/kg]
teoretický entalpický spád	h_{iz}	482,75		[kJ/kg]
hmotnostní průtok	m_i	7,78		[kg/s]
volené Parsonsovo číslo	$pa_{1,n}$	0,81	0,81	[-]
opravný koeficient	k	0,95	0,95	[-]
upravené Parsonsovo číslo	pa_s	0,77	0,77	[-]

výstupní úhel statorové lopatky	$\alpha_{1,n}$	12	12	[°]
poměr ca/u	ca/u	0,239	0,239	[-]
délka lopatky	$l_{1,n}$	0,020	0,077	[m]
středná průměr lopatkování	$d_{1,n}$	0,357	0,414	[m]
průměr paty lopatkování	d_p	0,337	0,337	[m]
průměr hlavy lopatkování	d_h	0,377	0,491	[m]
délka lopatky ku střednímu průměru	l_n/d_n		0,186	[-]
střední obvodová rychlost	$u_{1,n}$	150,6	174,7	[m/s]
průměrná obvodová rychlost	u_s	162,6		[m/s]
počet stupňů	z	14		[-]
tolerance radiální vůle	x	0,20	0,20	[mm]
radiální vůle	k	0,58	0,69	[mm]
poměrná ztráta radiální mezerou	ζ_k	0,20	0,06	[-]
střední poměrná ztráta radiální mezerou	$\zeta_{k,s}$	0,128		[-]
poměrná ztráta rozvějířením	ζ_v	0,003	0,035	[-]
střední poměrná ztráta rozvějířením	$\zeta_{v,s}$	0,019		[-]
suchost páry	x	1	1	[-]
poměrná ztráta vlhkostí páry	ζ_x	-		[-]
ztráta výstupní rychlostí	z_c	-		[kJ/kg]
obvodová účinnost nekonečně dlouhé lopatky	η_∞	0,95		[-]
re-heat factor	f	0,029		[-]
vnitřní účinnost bez ztráty výstupní rychlostí	η_i	0,84		[-]
skutečný entalpický spád	h_i	403,21		[kJ/kg]
skutečná entalpie na výstupu	i_n	2831,76		[kJ/kg]
vnitřní účinnost kužele	η_{tdi}	0,84		[-]
vnitřní výkon stupně	P_i	3136,06		[kW]

4.2 SOUHRN VÝPOČTŮ CELÉ PRŮTOČNÉ ČÁSTI

Výpočet každého dalšího kužele je proveden podle stejné metodiky jako v případě prvního kužele. Výsledky jsou přehledně uvedeny v tabulce 5. Výjimky tvoří pouze výpočet ztráty vlhkosti páry a ztráta výstupní rychlostí.

Ztráta vlhkostí páry se projevuje postupně s rostoucí frekvencí po délce průtočného kanálu. V tomto případě v kuželu II.

Suchosti páry druhého kužele na vstupu a výstupu

$$x_{1,II} = f(p_{n,I}; i_{n,I}) = 1 [-] \quad (4.2-1)$$

$$x_{n,II} = f(p_{n,II}; i_{n,II}) = 0,95 [-] \quad (4.2-2)$$

pak poměrná ztráta vlhkostí páry je

$$\zeta_x = 1 - \frac{x_{1,II} + x_{n,II}}{2} = 1 - \frac{1 + 0,95}{2} = 0,02 [-] \quad (4.2-3)$$

Další uvažovanou ztrátou, která se projevuje pouze u posledního stupně, je ztráta výstupní rychlostí.

Z podrobného výpočtu je stanovena vnitřní účinnost posledního kužele a následně odečtena entalpie páry na výstupu.

$$i_{IV,n} = 2320,12 \text{ kJ/kg} \quad (4.2-4)$$

čemuž odpovídá měrný objem

$$v_{IV,n} = 17,46 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.2-5)$$

pak axiální výstupní rychlost z lopatkování

$$c_{an} = \frac{M \cdot v_n}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} = \frac{6,84 \cdot 17,46}{3,14 \cdot 0,733 \cdot 0,256} = 202,76 \text{ m/s} \quad (4.2-6)$$

absolutní výstupní rychlost je možno stanovit na základě rychlostních trojúhelníků

$$\left. \begin{aligned} c_{2n} &= c_{an} \cdot \sqrt{\left(\cotg \alpha_{1n} - \left(\frac{1}{\frac{ca}{u}} \right)_n \right)^2 + 1} \\ c_{2n} &= 202,76 \cdot \sqrt{\left(\cotg 30^\circ - \left(\frac{1}{0,647} \right) \right)^2 + 1} = 206,23 \text{ m/s} \end{aligned} \right\} \quad (4.2-7)$$

ztráta výstupní rychlostí je

$$Z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{206,23^2}{2} = 21,26 \text{ kJ/kg} \quad (4.2-8)$$

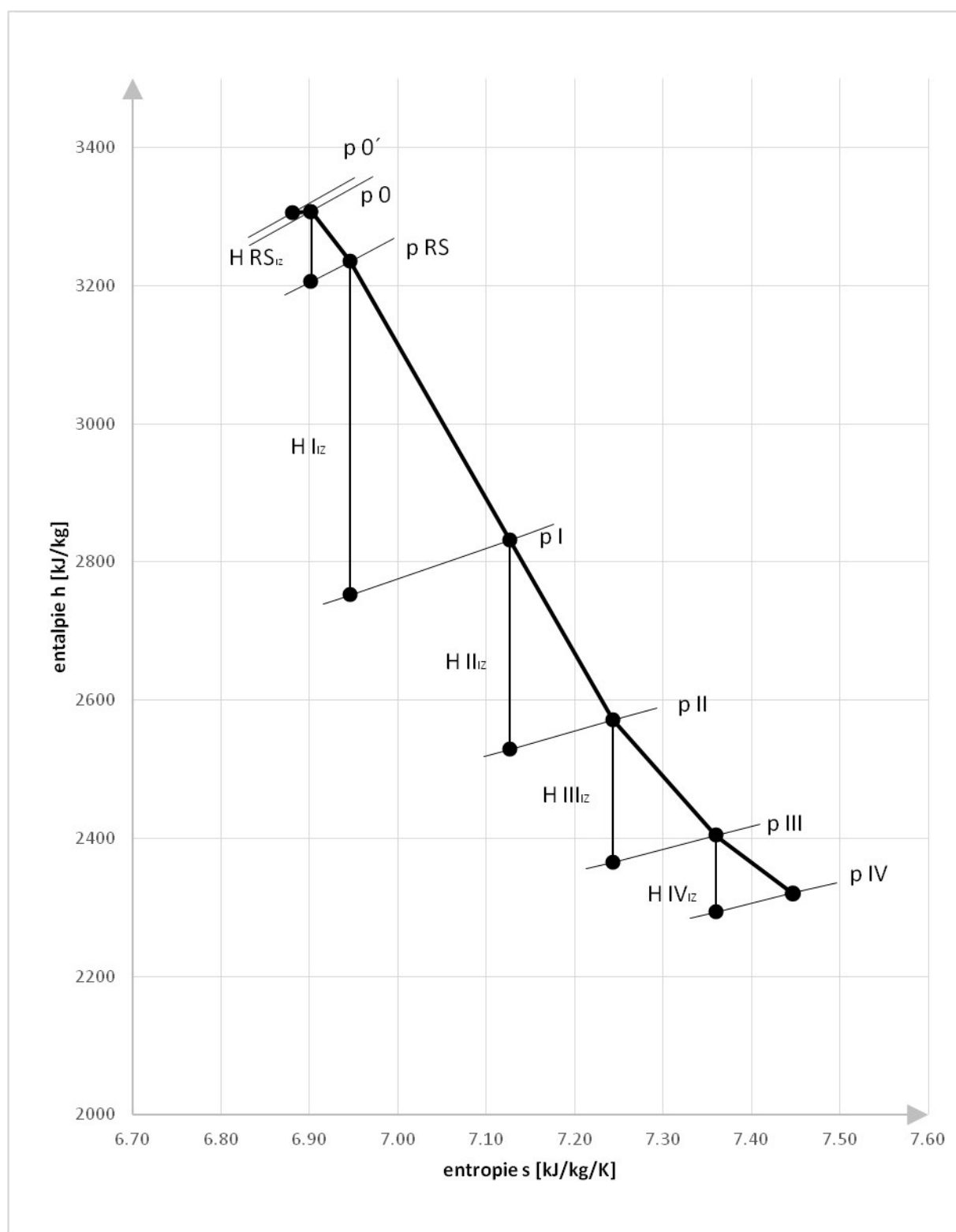
výsledná účinnost posledního kužele je tedy

$$\left. \begin{aligned} \eta_{tdi} &= \frac{(i_{1,IV} - i_{n,IV} + Z_c)}{h_{iz,IV}} = \frac{2403,89 - 2320,12 + 21,7326}{110,80} \\ \eta_{tdi} &= 0,56 [-] \end{aligned} \right\} \quad (4.2-9)$$

Tabulka 5 Shrnutí výpočtu celé průtočné části

VELIČINA	STAV PŘED	STAV ZA	STAV PŘED	STAV ZA	STAV PŘED	STAV ZA	STAV PŘED	STAV ZA	JEDNOTKA
KUŽEL	I		II		III		IV		[-]
$p_{1,n}$	28,82	3,85	3,85	0,69	0,69	0,17	0,17	0,074	[bara]
s_{iz}	6,95		7,13		7,24		7,36		[kJ/kg/K]
$s_{1,n}$	6,95	7,13	7,13	7,24	7,24	7,36	7,36	7,45	[kJ/kg/K]
v_{iz}		0,49		2,27		8,01		17,24	[m ³ /kg]
$v_{1,n}$	0,104	0,54		2,31		8,16		17,46	[m ³ /kg]
i_{iz}		2752,2 3		2528, 88		2365,2 3		2293,0 9	[kJ/kg]
$i_{1,n}$	3234, 97	2831,7 6		2570, 96		2403,8 9		2320,1 2	[kJ/kg]
h_{iz}	482,75		302,88		205,73		110,80		[kJ/kg]
m_i	7,78		7,48		6,84		6,84		[kg/s]
$pa_{1,n}$	0,81	0,81	0,76	0,76	0,76	0,76	0,74	0,73	[-]
k	0,95	0,95	0,95	0,93	0,93	0,95	0,95	0,95	[-]
pa_s	0,77	0,77	0,72	0,71	0,71	0,72	0,70	0,69	[-]
$\alpha_{1,n}$	12	12	12	18	18	24	24	30	[°]
ca/u	0,239	0,239	0,244	0,373	0,373	0,492	0,498	0,647	[-]
$l_{1,n}$	0,020	0,077	0,065	0,136	0,105	0,203	0,190	0,256	[m]
$D_{1,n}$	0,357	0,414	0,437	0,508	0,552	0,650	0,667	0,733	[m]
D_p	0,337	0,337	0,372	0,372	0,447	0,447	0,477	0,477	[m]
D_h	0,377	0,491	0,502	0,643	0,657	0,853	0,857	0,989	[m]
L_n/D_n		0,186		0,267		0,312		0,349	[-]
$U_{1,n}$	150,6	174,7	184,5	214,4	232,9	274,4	281,6	309,6	[m/s]
U_s	162,6		199,4		253,7		295,6		[m/s]
z	14		5		2		1		[-]
X	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,30	0,30	0,30	[mm]
k	0,58	0,69	0,70	0,84	0,86	1,15	1,16	1,29	[mm]
ζ_k	0,20	0,06	0,07	0,04	0,05	0,03	0,03	0,03	[-]
$Z_{k,s}$	0,128		0,054		0,041		0,031		[-]
Z_v	0,003	0,035	0,022	0,071	0,036	0,097	0,081	0,122	[-]
$Z_{v,s}$	0,019		0,047		0,067		0,101		[-]
x	1,00	1,00	1,00	0,96	0,96	0,92	0,92	0,89	[-]
Z_x	0,00		0,02		0,06		0,09		[-]
Z_c	-		-		-		21,26		[kJ/kg]
η_{nek}	0,95		0,95		0,95		0,95		[-]
f	0,03		0,03		0,03		0,03		[-]
η_i	0,84		0,86		0,81		0,76		[-]
h_n	403,21		260,81		167,07		83,77		[kJ/kg]
i_n	2831,76		2570,96		2403,89		2320,12		[kJ/kg]
c_{an}	-		-		-		202,76		[m/s]
c_{2n}	-		-		-		206,23		[m/s]
Z_c	-		-		-		21,26		[kJ/kg]
h_i	2831,76		2570,96		2403,89		62,51		[kJ/kg]
η_{tdi}	0,84		0,86		0,81		0,56		[-]
P_i	3136,06		1951,44		1143,52		427,84		[kW]

Následuje i-s diagram průběhu expanze v průtočné části turbíny



Obrázek 13 h-s diagram: průběh expanze

Celkový vnitřní výkon průtočné části turbíny je dán součtem dílčích výkonů jednotlivých kuželů

$$\left. \begin{aligned} P_i &= P_{i,rs} + P_{i,I} + P_{i,II} + P_{i,III} + P_{i,IV} \\ P_i &= 563,38 + 3136,06 + 1951,44 + 1143,52 + 427,84 \\ P_i &= 7222,24 \text{ kW} \end{aligned} \right\} \quad (4.2-10)$$

teoretický výkon izoentropické expanze je dán izoentropickými spády a průtoky jednotlivých částí

$$P_{i,iz} = h_{rs,iz} \cdot M_{rs} + \sum_{i=I}^{IV} h_{i,iz} \cdot M_i \quad (4.2-11)$$

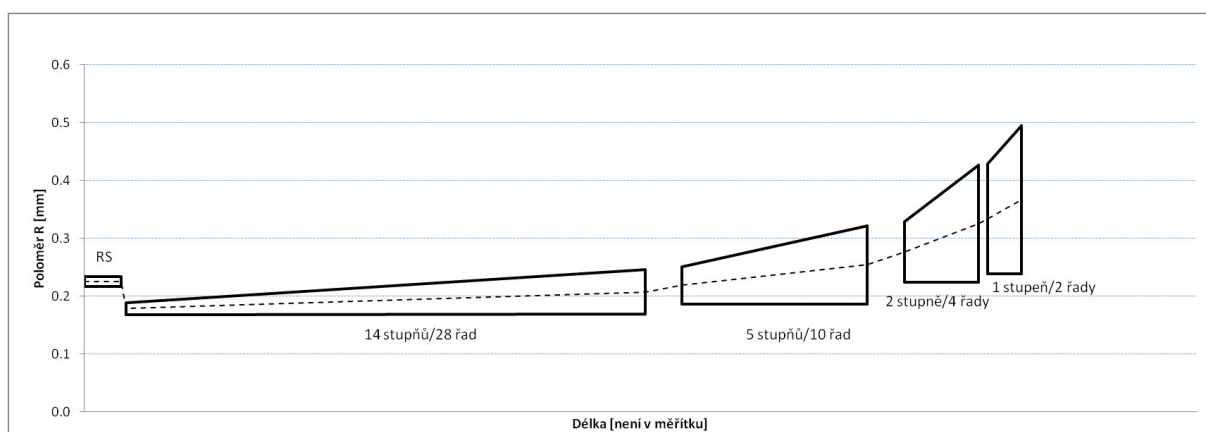
$$P_{i,iz} = 101,87 \cdot 7,78 + 482,75 \cdot 7,78 + 302,88 \cdot 7,48 + 205,73 \cdot 6,84 + 110,80 \cdot 6,84$$

$$P_{i,iz} = 8979,86 \text{ kW}$$

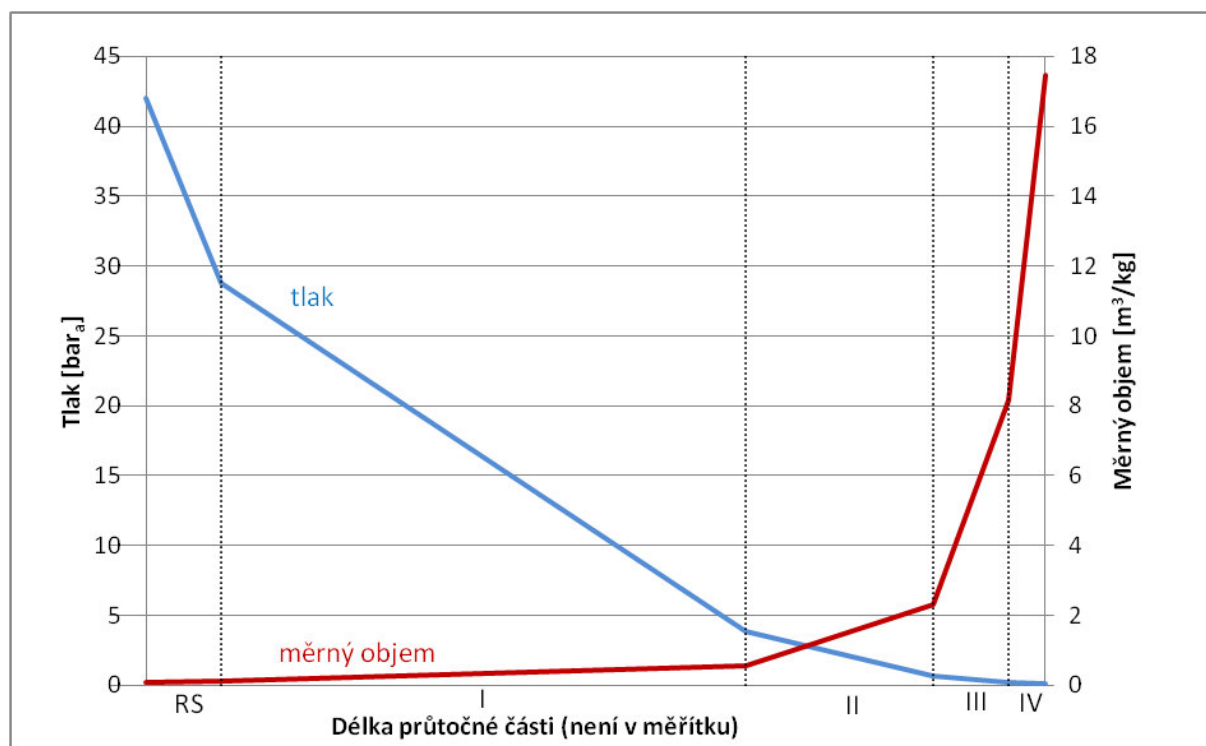
pak vnitřní termodynamická účinnost je

$$\eta_{tdi} = \frac{P_i}{P_{i,iz}} = \frac{7222,24}{8979,86} = 0,80 [-] \quad (4.2-12)$$

následující obrázek zobrazuje návrh kuželů průtočné části turbíny.



Obrázek 14 Návrh rozměrů průtočné části turbíny



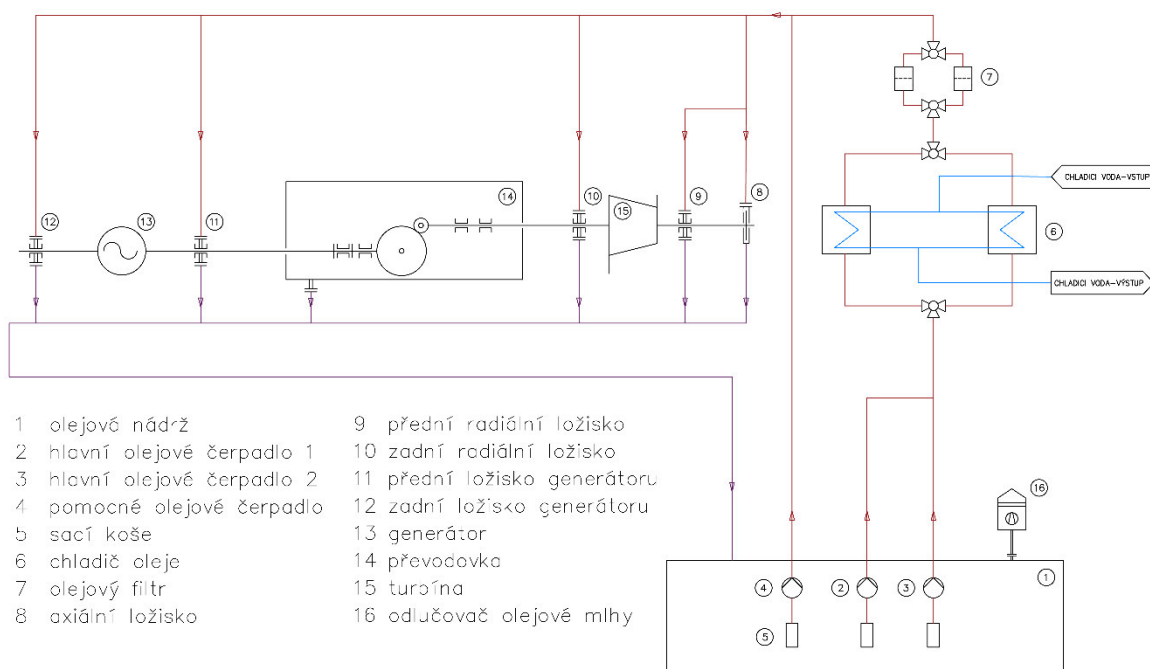
Obrázek 15 Průběh tlaku a měrného objemu průtočnou částí

5 PROJEKČNÍ NÁVRH CHLADÍČÍHO A OLEJOVÉHO SYSTÉMU

Obsahem této kapitoly je projekční návrh olejového a chladicího systému turbosoustrojí. Návrh tvoří podklady pro volbu jednotlivých zařízení a jejich poptávku.

5.1 OLEJOVÉ HOSPODÁŘSTVÍ

Je důležité pro zajištění správné funkce potřebného mazání rotačních částí a odvodu třecího tepla. Obecné schéma znázorňuje potrubní větve a hlavní zařízení olejového systému.



Obrázek 16 Schéma olejového hospodářství turbíny

5.1.1 KOMPONENTY OLEJOVÉHO SYSTÉMU

Následuje popis jednotlivých zařízení

Olejová nádrž

Slouží jako zásobník mazacího oleje. Nádrž je svařovaná a vybavena potřebnými hrdly pro napojení na olejový systém turbíny. Její celkové provedení včetně otvorů pro čištění a revize chrání náplň proti vniknutí prachu, případně stříkající vody.

Vnitřní vestavba zajišťuje spolu s prodlevou oleje v nádrži bezpečné odplynění oleje. Od minimální hladiny oleje je blokován provoz turbosoustrojí spolu s HOČ (hlavní olejové čerpadlo) a NOČ (nouzové olejové čerpadlo)

Olejová čerpadla

Olejové hospodářství plní základní funkci – slouží pro dodávku mazacího oleje pro celé turbosoustrojí. Olej je dopravován z olejové nádrže pomocí hlavního čerpadla do výtlačného potrubí. V případě, že je čerpadlo umístěno na nádrži, není nijak určeno umístění olejové nádrže. Musí se pouze přičíst výškové umístění nádrže k výtlaku čerpadel. Obecně je však nutné nádrž umístit co možná nejbližší turbosoustrojí. Používá se 100 % záloha v podobě druhého čerpadla, kdy je v provozu vždy pouze jedno. Na nádrži jsou umístěny ještě jedno nebo dvě nouzová čerpadla, která slouží, jako havarijní mazání turbosoustrojí při výpadku energie.

Nouzové čerpadlo je napájeno ze samostatného zdroje a je dimenzováno na 60 % potřebného množství. Je zapojeno přímo na potrubí výstupního tlaku mazacího oleje (za filtry mazacího oleje) a zapíná se postupně při poklesu tlaku mazacího oleje pod stanovenou mez (dle algoritmu řízení- „záskoků“).

Sací koš

Sací koše všech čerpadel jsou umístěny na dně nádrže a měly by být cca 100 mm nade dnem, kvůli zamezení možného nasávání nečistot a zároveň musí být nádrž dostatečně hluboká, aby nedošlo k nasátí vzduchu.

Regulátor tlaku

Do výtlačného potrubí je zabudován samočinný regulátor tlaku oleje pro nastavení potřebného tlaku mazacího oleje. Regulátor tlaku je ventil s membránou, který udržuje tlak před turbínou na úrovni 2,5-3,5 bar. Přebytké množství oleje je zavedeno do odpadu. Pro případ uzavření přívodního potrubí je do systému též umístěn pojistný ventil. Regulátor tlaku je dispozičně umístěn buď před chladičem, nebo až za filtr. Závisí na teplotě v nádrži. Pro dobrou regulovatelnost musí být otevření kuželky v rozsahu 10 až 90 %. Na membránu je zaveden impulsní tlak 2,5-3,5 bar_g a armatura bude odpouštět olej z místa o tlaku olejových čerpadel do nádrže s mírným podtlakem.

Pojistný ventil

je zabudován v potrubí protitlaku a slouží jako pojistný orgán této potrubní větve proti překročení předepsaného tlaku. Při zvýšení tlaku nad stanovenou mez překoná tlak páry pružinu pojistného ventilu, talíř ventilu se otevře a olej se odpustí potrubím do olejové nádrže. Při poklesu tlaku v příslušném potrubí se ventil znovu uzavře (síla pružiny překoná tlak oleje na talíř ventilu).

Olejový chladič

Před vstupem oleje do zařízení je potřeba vychladit tepelný třecí výkon zařízení a ložisek. Provedení chladičů se používá jako duplexní zapojení dvou chladičů 2x100 %, včetně přepínání průtoku oleje za provozu spřaženými armaturami bez přerušení průtoku.

Do chladiče oleje vstupuje olej o teplotě cca 55-65 °C a za chladičem by měl mít olej teplotu 40 °C ± 1 °C. Chladicí výkon je regulován průtokem chladicí vody přes chladič v závislosti na teplotě oleje.

Používané typy chladičů oleje [6]

1. Trubkový výměník:

- vhodný pro případy, kdy na chlazené straně je viskózní médium nebo mnohem vyšší průtok, než na straně chladicí (deskový výměník má oproti trubkovému přibližně stejný průtočný průřez pro obě strany)
- konstrukce s přímými trubkami a demontovatelnými víky umožňuje relativně jednoduché mechanické čištění na straně chladicí vody (deskový výměník je nutno složitě demontovat, potřebujete místo na rozložení desek, čas a pro jistotu náhradní těsnění, protože při demontáži se může původní těsnění poškodit)
- v klasickém provedení je náchylnější ke korozi (ocelová trubkovnice, obvykle měděné trubky a ocelový plášť) - řeší se hořčíkovými elektrodami

2. Deskový výměník rozebíratelný

- obvykle za nižší cenu než trubkový
- kompaktnější rozměry
- s ohledem na možnost volby počtu a desek a tvaru ražení kanálů je možno jej velmi dobře napočítat tak, aby dobře vyhovoval zadání bez toho, aby byla teplosměnná plocha zbytečně předimenzovaná (výjimkou jsou velmi rozdílné průtoky na obou stranách, nebo kombinace vysoký průtok + vysoká viskozita na straně jedné a opak na straně druhé)
- možnost dosáhnout turbulentního proudění i při relativně nízkých průtocích
- vyšší chemická odolnost (kombinace nerez a pryž), možnost chemického čištění (pokud je nainstalován uzavírací ventil na vstup i výstup a přidají se uzavírací ventily menší světlosti (např. G 3/4", je možno provádět chemické čištění, tj. odstraňování nánosů a vodního kamene, bez nutnosti jakékoliv demontáže)
- možnost mechanického čištění po demontáži

3. Deskový výměník letovaný:

- viz výhody uvedené u skládaného deskového výměníku kromě možnosti mechanického čištění; chemické čištění je omezené
- velmi příznivé ceny (v řadě aplikací se dnes používá téměř jako spotřební zboží)
- vyšší citlivost na poškození vlivem cyklického namáhání jak tlakem a změnami teplot, tak z vnějšku např. kmitáním přípoje

Olejový filtr

Za olejovým chladičem je zapojen olejový filtr duplexní s možností přepínání pro 100 % zálohu za provozu při zanesení vložky filtru. Před chladičem je umístěn trojcestný ventil, který udržuje v chodu vždy jeden filtr a umožňuje přepnutí aktivity na druhý filtr za provozu. Za filtrem je zpětná klapka, která zabraňuje úniku oleje při zpuštění nouzového čerpadla.

Nastavitelné clony

Množství mazacího oleje pro jednotlivá ložiska a pro mazání převodovky je doregulováno stavitelnými clonami, které jsou umístěny v potrubí před mazanými místy. Nastavením clony do požadované polohy se změní celkový odpor, který musí olej překonat a tím se nastaví jeho poměrný průtok do jednotlivých míst. Tyto clony se nastavují pouze při uvádění TG do provozu a provádí ji zkušební technik výrobce. Za provozu již nevyžadují údržbu.

Odsavač olejových par

Na nádrži je umístěn odsavač olejových par, který tvoří v olejové nádrži mírný přetlak a zbavuje olej případných nečistot

Kompenzace potrubí

Z důvodu teplotní dilatace skříně turbíny je nutné vložit kompenzátory do přívodního olejového potrubí do předního ložiskového stojanu. Z důvodu tuhosti odpadního potrubí, a pokud to dispozice vyžaduje, dodává se kompenzátor i do tohoto potrubí.

Návrh potrubí a armatur

Jmenovitý průměr a materiál potrubí olejového systému se navrhuje podle následujících pravidel.

Potrubí od sání čerpadel, následně výtlak až za olejový filtr je z konstrukční oceli třídy 11 se zaručenou svařitelností. Rychlost oleje v tomto potrubí je volena 1-1,5 m/s. Dále potrubí výtlaku od olejového filtru po vstupy do zařízení je z nerezové oceli třídy 17 pro zamezení vniku nečistot do zařízení.

Odpadní potrubí je vyrobeno z oceli třídy 11 a rychlost se volí 0,5 m/s. Odpadní olej v potrubí totiž neprotéká celým průtočným průřezem, ale volně stéká do olejové nádrže při atmosférickém tlaku, případně mírném podtlaku (cca 88 kPa_a)

Značení potrubních větví, armatur a zařízení je provedeno podle KKS systému, který je určen pro energetická a teplárenská zařízení. Světlosti potrubí jsou navrženy zohledňující rychlost v potrubí.

5.1.2 VLASTNÍ NÁVRH OLEJOVÉHO SYSTÉMU

Na základě výše uvedených informací je provede vlastní návrh olejového systému a potřebná specifikace jednotlivých komponent. Návrh je vypracován v souladu se zavedenými postupy při poptávkovém řízení olejového systému. Vlastní postup zohledňuje vlastní zkušenosti nabyté konzultacemi a využití podkladů firemní literatury [6] Ekol, spol. s r.o.

Olejový systém má být uspořádán tak,

- aby byl vypustitelný do nádrže
- aby byl zachycen případný únik oleje
- aby byl umožněn bezpečný přístup obsluze současně s možností odebírat pravidelné vzorky oleje pro hodnocení jeho kvality.

Dispozičně v okolí TG se musí řešit společně s chladicí vodou, vyvedením el. výkonu, ucpávkovou parou, odvodněním, regulačním olejem a skříněmi měření a regulace na rámu.

Množství oleje je dáno:

- jmenovitou spotřebou mazacích míst + rezerva
- přijatelnou teplotou nádrže cca 60 °C (v horku, s teplou vodou mimořádně až na 65 °C)
- ztrátovým výkonem
- provozní teplotou oleje 40±2 °C
- regulačním olejem
- Stanovením hladin v nádrži (výškové umístění čerpadel a odpadního potrubí, tepelná roztažnost oleje, množství oleje v potrubí a zařízení)

Teplota oleje je dána:

- použitým olejem typu ISO VG46,
- minimální provozní teplota oleje je +4 °C (musí být temperovaná strojovna)
- požadovanou teplotou oleje 40 ± 2 °C
- minimální teplotou požadovanou pro zařízení (převodovka, zvedání generátoru)
- max. provozně dosažitelnou teplotou podle chladicího média

Následuje tabulka vybraných fyzikálních vlastností oleje Mogul TB 46 [16] společnosti Kmoch maziva

Tabulka 6 Fyzikální vlastnosti oleje ISO VG 46 [16]

kinematická viskozita při +40 °C	ν	46	[mm ² /s]
viskózní index	k	105	[-]
bod vzplanutí	t_{vzp}	225	[°C]
teplota tekutosti	t_{tek}	-12	[°C]
měrná tepelná kapacita	c_p	2,23	[kJ/kg/K]
Hustota oleje	ρ	860	[kg/m ³]

Tlak oleje je dán:

- jmenovitým tlakem před turbínou 2,5 - 3,5 bar_g
- druhem regulace (tlakem regulačního oleje)
- ztrátou v potrubí (filtr, chladič, reg. armatura, potrubí)
- závěrným tlakem čerpadla nebo pojistným ventilem

Množství oleje a třecí výkon

Potřebné množství mazacího oleje udávají výrobci jednotlivých komponent. Množství oleje a tepelné ztráty třením pro přední a zadní radiální ložiska turbíny je dán z návrhu daných ložisek a obvykle se pohybuje u obdobných turbín daného výkonového typu pro danou třídu turbín, jakožto i axiálního ložiska [6]. Spotřeba oleje a tepelné ztráty převodovky a generátoru jsou odhadnuty na základě velikosti turbíny.

Parametry mazacího oleje byly pro zpřesnění poptány u výrobce generátorů a převodovek. Přes e-mailovou korespondenci byly získány pro parametry turbíny následující hodnoty.

Tabulka 7 Parametry mazacího oleje turbínu od výrobce generátorů Siemens, s.r.o.

Parametry generátoru Siemens, s.r.o. [18]			
Minimální protáčetci otáčky generátoru	n_{\min}	55	[min ⁻¹]
Minimální krouticí moment potřebný pro odtržení	M	2120	[Nm]
Minimální krouticí moment potřebný pro otáčení	M	42	[Nm]
Ztráty v ložiscích při otáčkách 50 min ⁻¹	$P_{tř,\min}$	0,3	[kW]
Ztráty v ložiscích při provozních otáčkách	$P_{tř,jmen}$	7	[kW]
Průtok oleje (pro obě ložiska celkem)	V	13	[l/min]

Tabulka 8 Parametry mazacího oleje od výrobce převodovek The Renk Group [17]

Parametry převodovky The Renk Group pro výkon 7,16 MW			
Tepelné ztráty převodovky	$P_{tř}$	72	[kW]
Průtok oleje	V	142	[l/min]
Minimální teplota oleje	t_{\min}	30	[°C]

Postup výpočtu: Je navržena teplota za chladičem oleje na 40 °C. Teploty na výstupu a objemové průtoky zařízení jsou voleny na základě spotřeby oleje pro turbosoustrojí podobných parametrů.

Následuje výpočet třecího tepla pro přední radiální ložisko. Výsledky třecích tepel pro ostatní komponenty jsou přehledně zobrazeny v tabulce 9.

Přepočet na hmotnostní průtok

$$M = \frac{V \cdot \rho}{1000} = \frac{36 \cdot 860}{1000} = 31 \text{ kg/min} \quad (5.1-1)$$

Třecí výkon:

$$P_{tř} = M \cdot c_p \cdot (t_{out} - t_{in}) = \frac{31}{60} \cdot 2,23 \cdot (50 - 40) = 11,51 \text{ kW} \quad (5.1-2)$$

Hodnoty třecího tepla jsou vypočteny stejným způsobem a zaznamenány v následující tabulce.

Tabulka 9 Výpočet třecích ztrát a průtoků mazacího oleje

ZAŘÍZENÍ	t_{in} [°C]	t_{out} [°C]	V [l/min]	M [kg/min]	P_{tr} [kW]
Generátor	40	57	13	11,18	7
Převodovka	40	56	142	122,12	72
Přední radiální ložisko turbíny	40	50	36	30,96	11,51
Zadní radiální ložisko turbíny	40	50	36	30,96	11,51
Axiální ložisko turbíny	40	50	60	51,60	19,18
Celkem	-	-	287	246,82	121,19
Celkem s rezervou 25 %	-	-	358,75	308,525	151,49

Chladič oleje

chladičový výkon, který je nutný k pokrytí třecích ztrát na straně oleje

$$P_{olej} = \sum q_i = 121,19 \text{ kW} \quad (5.1-3)$$

celkový průtok

$$\dot{M}_{olej} = \sum m_i = 246,82 \text{ kg/min} = 287 \text{ l/min} \quad (5.1-4)$$

projekční návrh výkonu chladiče na straně vody navrhuji s 25 % rezervou

$$P_{h20} = P_{olej} \cdot 0,25 = 121,19 \cdot 0,25 = 151,49 \text{ kW} \quad (5.1-5)$$

množství chladicí vody při předpokládaném ohřátí vody o 6 °C a měrnou tepelnou kapacitu vody při 30 °C $c_p=4,179 \text{ kJ/kg}$

$$\dot{M}_{h20} = \frac{P_{h20}}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{151,49}{4,179 \cdot 6} = 6,04 \text{ kg/s} = 21,75 \text{ t/h} \quad (5.1-6)$$

Navržené parametry chladiče

Následuje tabulka popisující informace navíc potřebné pro poptávkové řízení s výrobcem. Mimo vypočítané parametry je ještě určen maximální tlak v okruhu mazacího oleje.

Tabulka 10 Návrhové parametry chladiče oleje

Chladičový výkon	151,49	[kW]
Množství oleje	287	[l/min]
Výstupní teplota oleje	40	[°C]
Vstupní teplota oleje	cca 55	[°C]
Tlak pojišťovacího ventilu	10	[bar _g]
Vstupní teplota chladicí vody	25	[°C]
Oteplení chladicí vody	6	[°C]
Tlaková ztráta na straně vody	0,5	[bar]
Množství chladicí vody	21,75	[t/h]

Jeden z možných olejových chladičů je do společnosti G-MAR.



Obrázek 17 Rozebíratelný chladič oleje G-MAR [13]

Hlavní olejové čerpadlo

Projekční návrh čerpadel podléhá požadavkům zákazníka a je kladen důraz kromě ceny na spolehlivost, proto se poptávají mírně předimenzovaná.

Návrhové množství oleje je vypočteno výše v tabulce 9 a navrženo s 25 % rezervou.

Navržené parametry HOČ

Tabulka 11 Parametry hlavního olejového čerpadla

Teplota oleje	55	[°C]
Množství oleje	360	[l/min]
Výtlač	6	[barg]
Asynchronní motor	3x400 V, 50 Hz	[-]

Jedno z možných řešení je použití olejového čerpadla výrobce Steimel TLF 10/120.



Obrázek 18 Hlavní olejové čerpadlo STEIMEL TFL10/120

Nouzové olejové čerpadlo

Je navrženo na objemový průtok 60 % hlavního olejového čerpadla od stejného výrobce.

Navržené parametry nouzového čerpadla**Tabulka 12 Parametry nouzového čerpadla**

Teplota oleje	55	[°C]
Množství oleje	220	[l/min]
Výtlak	6	[bar _g]
Asynchronní motor	3x400 V, 50 Hz	[-]

Regulátor tlaku

Regulátor tlaku je navržen tak, aby za běžných podmínek přepouštěl zvolenou 25 % rezervu výkonu čerpadel a byl dobře regulovatelný v i v mezních stavech. Nejkritičtější stav, kdy dojde k chybě v přepínání hlavních olejových čerpadel, a proto je dimenzován na současný chod obou hlavních olejových čerpadel. Membrána regulátoru tedy zareaguje otevřením na impulsní tlak 2,5-3,5 bar_g.

$$M_{návrh} = M_{čerp} - M_{jmen} = 360 - 287 = 73 \text{ l/min} \quad (5.1-7)$$

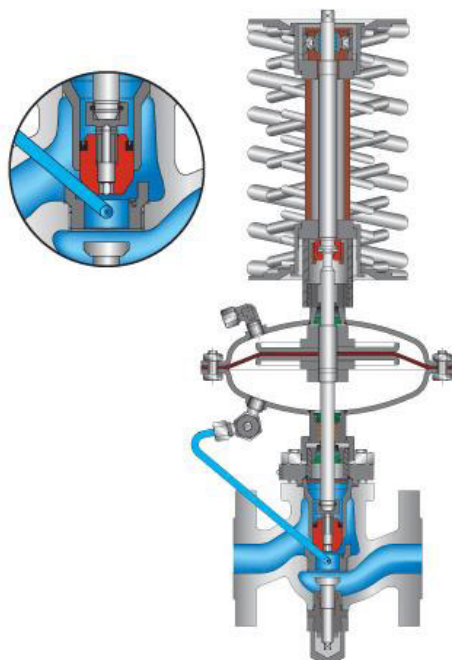
$$\dot{M}_{max} = 2 \cdot M_{čerp} - M_{jmen} = 2 \cdot 360 - 287 = 433 \text{ l/min} \quad (5.1-8)$$

Odpouštění oleje bude při výjimečných stavech maximálně 433 l/min s otevřením ventilu na 90 % a minimálně 22 l/min při otevření na 10 %. Běžně při provozu bude přepouštět cca 73 l/min.

Navržené parametry regulátoru tlaku**Tabulka 13 Parametry regulátoru tlaku**

Podtlak v prostoru olejové nádrže	<150	[mbar]
Tlak oleje před regulátorem	Cca 6,5	[bar _g]
Impuls ventilu	2,5-3,5	[bar _g]
Návrhový průtok oleje	73	[l/min]

Je navržen regulátor tlaku společnosti POLNACorp. s.r.o. (POLNA typ ZSN 5) [7].



Obrázek 19 Regulátor tlaku Polnacorp ZSN 5 [7]

Filtr

Za chladičem oleje je umístěn olejový filtr (BOLL BFD) [8] s výměnnými vložkami s duplexním přepínáním pro 100 % zálohu. Filtr odstraňuje nečistoty, které se dostaly přes sací koš čerpadel.

Tabulka 14 Parametry filtru oleje

Jmenovité množství oleje	287	[l/min]
Teplota oleje	55	[°C]
Schopnost filtrace	10-25	[μm]
Signalizace zanesení filtrů	75 a 100	[%]



Obrázek 20 Olejový filtr BFD-P s duplexním přepínáním [8]

Za filtrem je zpětná klapka, která zabraňuje úniku oleje při zpuštění nouzového čerpadla.

Pojistný ventil

Je navrhován na otevírací tlak 10 bar_g a je navržen TYP ARI SAFE 35.901 [11]

Tabulka 15 Parametry pojistného ventilu olejového systému

Nastavený tlak	10	[bar _g]
Maximální průtok ventilem	850	[l/min]
Tlak za ventilem	0	[bar _g]
Teplota oleje	55	[°C]



Obrázek 21 Pojistný ventil ARI armaturen typ TYP ARI SAFE 35.901 [11]

Ostatní komponenty

Pro odsávání olejové mlhy je zvolen odsavač společnosti Filtermist International [9].



Obrázek 22 Odlučovač olejové mlhy Filtermist FX 3000 [9]

Vlnovcový kompenzátor pro eliminaci tepelných dilatací v přívodním potrubí společnosti MACROFLEX s.r.o.



Obrázek 23 Kompenzátor potrubí – vlnovcový Macroflex AE 301 [12]

5.1.3 POPIS OLEJOVÉHO SCHÉMATU

Následuje vlastní návrh olejového schématu. Celý systém je navržen na konstrukční přetlak PN 16. Výtlačné potrubí mezi olejovou nádrží a filtry je z oceli třídy 11 se zaručenou svařitelností, následuje až po vlastní spotřebiče oleje potrubí z konstrukční oceli třídy 17. Celé výtlačné potrubí je osazeno vypouštěcími ventily a vypuštěný olej je v případě potřeby zaveden zpět do olejové nádrže. Dvě hlavní olejová čerpadla jsou umístěna v olejové nádrži a osazeny sacími koši. Vždy bude v provozu pouze jedno. Pohání je elektromotory, jejichž výkon je regulován měřiči a regulátory tlaku za olejovými filtry. Potrubní trasa výtlačku čerpadel je navržena na DN 100. Na této trase se nachází pojistný ventil nastavený na tlak 10 bar_g, který se v havarijním případě otevře a přebytečný olej je zaveden do odpadního potrubí. Výtlačné potrubí je taky osazeno regulátorem tlaku. Před olejovým duplexním chladičem je trojcestný ventil, pomocí kterého je možno přepínat chod. Potrubí pro chladič oleje a olejový filtr je navrženo na DN 80. Za olejovými filtry následuje nerezové potrubí, které rozvádí ochlazený olej bez nečistot na ložiska a zařízení. Přívodní a odpadní potrubí axiálního ložiska je vybaveno kompenzátory tepelných dilatací. Na všech přívodních potrubích do ložisek a zařízení jsou nastavitelné clony, které se při najíždění upraví a dále za chodu již nevyžadují obsluhu. Olej v odpadním potrubí volně stéká po stěnách potrubí v části průtočného průřezu, pro kontrolu jsou přidána průhledítka. Hlavní odpadní větev je navržena na DN 200 a ostatní potrubí se na něj napojují. Odpadní potrubí je zavedeno zpět do olejové nádrže, ve které je vnitřní vestavba umožňující čas potřebný pro odplynění. Olejová nádrž obsahuje navíc příslušenství pro odloučení olejové mlhy, ohřev oleje a vypouštěcí čerpadlo.

5.2 CHLADÍCÍ SYSTÉM

Úkolem chladicího systému je odvedení tepla terciálním okruhem. K dispozici je chladicí voda, která je ochlazována v chladicích věžích, ze kterých vystupuje o teplotě 25 °C. Většina chladicího výkonu je soustředěna pro chlazení kondenzátoru, dále pro chlazení mazacího oleje (navržen v předchozí kapitole), generátoru a regulační vysokotlaké hydrauliky

5.2.1 KONDENZÁTOR

Pro projekční návrh poptávky kondenzátoru je nutno dopočítat množství chladicí vody kondenzátoru. Je předpokládána tlaková ztráta na straně chladicí vody $\Delta p = 0,5$ bar,

kdy vstupující chladicí voda je navržena na tlak 2,5 bar_a a rezerva chladicího výkonu je volena 25 %. [6]

Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru vychází z výpočtu průtočné části

$$i_K' = 2320,12 \text{ kJ/kg} \quad (5.2-1)$$

entalpie kondenzátu za kondenzátorem

$$i_{c1} = f(p = 0,074; T = 40^\circ\text{C}) = 167,54 \text{ kJ/kg} \quad (5.2-2)$$

měrná tepelná kapacita chladicí vody

$$cp_{in} = f(p = 2,5 \text{ bar}_a; T = 25^\circ\text{C}) = 4,181 \text{ kJ/kg/K} \quad (5.2-3)$$

$$cp_{out} = f(p = 3 \text{ bar}_a; T = 35^\circ\text{C}) = 4,179 \text{ kJ/kg/K} \quad (5.2-4)$$

$$cp_{stř} = \frac{cp_{in}}{cp_{out}} = 4,180 \text{ kJ/kg/K} \quad (5.2-5)$$

potřebný chladicí výkon

$$\left. \begin{aligned} P &= M \cdot (i_K' - i_{c1}) \cdot (1 + 0,25) \\ P &= 6,85 \cdot (2320,12 - 167,54) \cdot 1,25 = 18417 \text{ kW} = 18,42 \text{ MW} \end{aligned} \right\} \quad (5.2-6)$$

množství chladicí vody

$$M_{h2o} = \frac{P}{cp_{střed} \cdot (t_{out} - t_{in})} = \frac{18417}{4,18 \cdot (35 - 25)} = 440,60 \text{ kg/s} \quad (5.2-7)$$



Tabulka 16 Kondenzátor [15]

5.2.2 CHLADIČ VYSOKOTLAKÉ HYDRAULIKY

Soustavu VT regulačního oleje tvoří samostatný blok se dvěma čerpadly (2x100 %), dvěma filtry (2x100 %) a hydraulickým akumulátorem, pro pokrytí doby přepínání čerpadel. Celá jednotka se dodává jako celek. Následují parametry chladiče vysokotlaké hydrauliky [6].

Tabulka 17 Parametry chladiče VT hydrauliky

Chladicí výkon	3,2	[kW]
Množství chladicí vody	0,3	[t/h]
Teplota vody na vstupu	25	[°C]
Ohřátí chladicí vody	9,5	[°C]



Obrázek 24 Standardní agregát Charvat-Hykom [14]

5.2.3 CHLADIČ GENERÁTORU

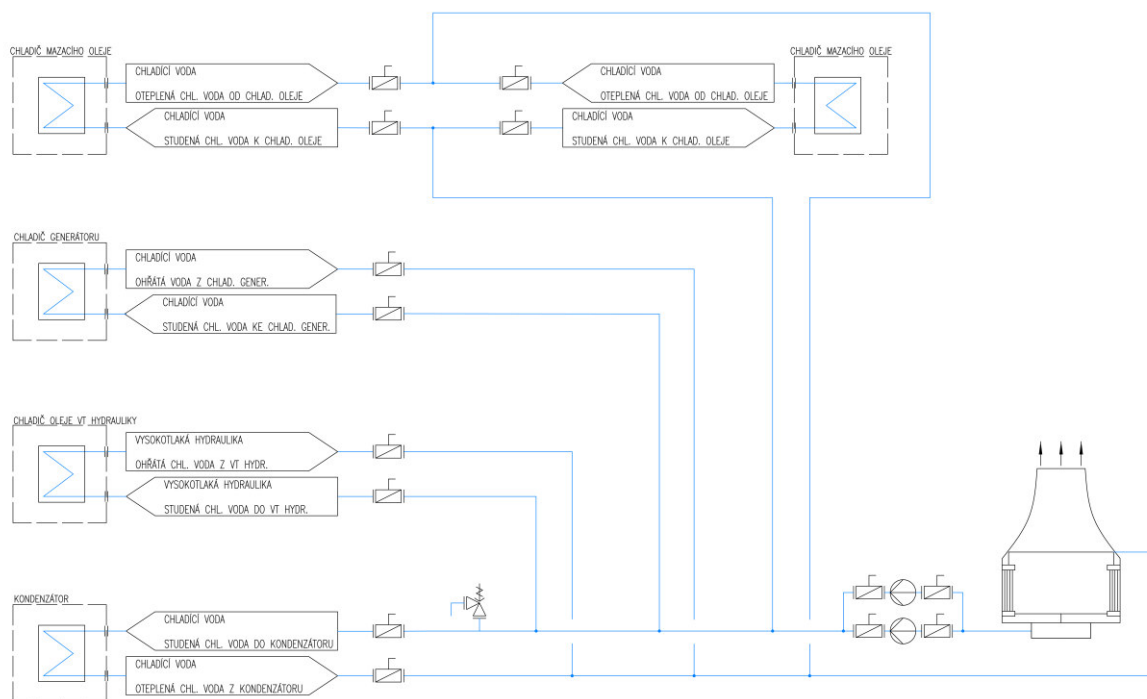
Pro chlazení generátoru se používá dvojitý chladič. Vnější chladicí voda nejprve ochladí vzduch, kterým je chlazen generátor.

Parametry chladiče generátoru – vodní strana [6]

Tabulka 18 Parametry chladiče generátoru

Chladicí výkon	158	[kW]
Množství chladicí vody	20	[t/h]
Teplota vody na vstupu	25	[°C]
Ohřátí chladicí vody	6	[°C]

Následuje schéma chladicího okruhu. Před každý chladič je zvolen uzavírací ventil. Na hlavní větvi chladicí vody je umístěn pojistný ventil. Potřebný chladicí výkon je odveden v mokré chladicí věž poháněné čerpadly (2x100 %).



Obrázek 25 Schéma chladicího systému

ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce je navrhnout jednotělesovou parní kondenzační turbínu se dvěma neregulovanými odběry ze zadaných parametrů. Práce začíná popisem a výpočtem tepelného schématu oběhu včetně bilančních schémat, pokračuje termodynamickým návrhem průtočného kanálu turbíny. Druhá část práce popisuje projekční návrh olejového a chladicího systému turbíny včetně technické specifikace a projekčního výkresu.

Metodika výpočtu tepelného schématu se odvíjí od zadaných parametrů. Turbína je ze zadání čistě kondenzační bez regulovaných odběrů. Obsahuje pouze dva neregulované odběry pro zvýšení celkové tepelné účinnosti oběhu, což vedlo k rozdělení turbíny na tři kužele. První odběr je pro nízkotlaký regenerační ohřívák a druhý je pro odplynění v napájecí nádrži. Byly zadány vstupní parametry a teplota chladicí vody, což vede k postupné volbě tlakových ztrát, určení stavů páry a kondenzátu v okruhu a následně k volbě ohřátí a nedohřevům ve výměnících až k volbě odběrových tlaků. Pro výpočet hmotnostních bilancí bylo třeba odhadnout účinnosti jednotlivých kuželů, které se od výsledných příliš nelišily. Později v kapitole 4 tepelný výpočet stupňové části je proveden přesný výpočet stavů mezi kužely. Tyto hodnoty jsou zpětně propojeny s výpočtem bilančního schématu a zpřesňovány pomocí iterací.

Další část popisuje předběžný a detailní návrh regulačního stupně. Z důvodu zpracování dostatečného tepelného spádu je zvolen stupeň s akčním lopatkováním. Je navržen parciální ostřík, který využívá 24 % průtočného průřezu. Výkon regulačního stupně v předběžném návrhu je 527,26 kW, zatímco v detailním výpočtu byl zpřesněn na 563,40 kW o celkové účinnosti 71,1 %.

Parametry páry za regulačním stupněm se rovnají vstupu na průtočnou část kuželů. Postupně přes návrh rozměrů průtočného kanálu práce popisuje ztráty v kuželech. Z počátku jsou výrazné ztráty radiální mezerou (maximálně 12,8 %), která postupně s rozšiřující se částí klesá, dále ztráta rozvějířením (10 %), která má významnější vliv ke konci průtočné části. Ztráta vlhkostí páry se začíná projevovat už ve druhém kuželu a na konci dosahuje 9 %. Poslední uvažovaná ztráta je počítána až za poslední řadou lopatek a výrazně ovlivňuje účinnost posledního stupně. Celková termodynamická účinnost však dosahuje 80 %, což je pouze o 2 % nižší než v předběžném odhadu. Celkový vnitřní výkon je vypočítán na 7,22 MW.

Druhá část diplomové práce je zaměřena na projekční návrh příslušenství turbíny. Z počátku popisuje funkci jednotlivých komponent. Pokračuje volbou základních kritérií, které popisují postup návrhu olejového systému. Obsahuje technickou specifikaci jednotlivých částí potřebnou pro tvorbu olejového schématu a shrnuje potřebné informace, které následně slouží k poptávkovému řízení výrobcům. Stěžejním prvkem této části je kompletní olejové schéma obsahující veškeré potrubní trasy, armatury a zařízení včetně popisu podle KKS systému a návrhu DN potrubí.

Pro kompletní doplnění celé funkce olejového systému jsou dosazeny tepelné ztráty, které je potřeba olejem chladit a výpočet hlavních chladičů turbíny. Jmenovitě chladič: generátoru, vysokotlaké hydrauliky, oleje a kondenzátoru turbíny. Výsledkem je schéma chladicího okruhu navrženým s nucenou cirkulací a chlazeným v mokré chladicí věži.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PCDIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [3] KRBEK, Jaroslav a. POLESNÝ, Bohumil. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbin a jejich příslušenství*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1986. 336 s. ISBN 55-596-87
- [4] KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [5] ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [6] Ekol, spol. s r.o. IČ: 41600983, Firemní literatura a dokumentace
- [7] polnacorp [online]. c2010 [cit. 2010-05-20]. Dostupné z WWW: <www.polnacorp.eu/cz/katalog/detail/ZSN5/36.html>.
- [8] BOLLFILTER Duplex Typ BFD-P - BOLL & KIRCH Filterbau GmbH. Home - BOLL & KIRCH Filterbau GmbH [online]. Copyright © 2017 BOLL [cit. 21.05.2017]. Dostupné z: <https://www.bollfilter.com/uk/products/compressors-turbines/injection-water/bollfilter-duplex-type-bfd-p.html>
- [9] FX Series Oil Mist Collector, Compact Oil Mist Filter Units Manufactured By Filtermist. Oil Mist Collector Manufacturer & Oil Mist Filter Clean Air System | Filtermist [online]. Copyright © 2017 Filtermist International Limited [cit. 21.05.2017]. Dostupné z: <http://www.filtermist.com/products/oil-mist-collectors/fx-series/>
- [10] Pumpen und Zentrifugen für die Süßwarenindustrie - Gebr. Steimel GmbH & Co. [online]. Copyright © [cit. 21.05.2017]. Dostupné z: http://steimel-schokoladentechnik.de/download/pumpen_en.pdf
- [11] ARI Armaturen GmbH & Co. KG [online]. Copyright © [cit. 21.05.2017]. Dostupné z: http://www.ari-armaturen.com/_appl/files_tb/files/900005-2.pdf
- [12] Vlnovcové hadice. Kompenzátory - MACROFLEX s.r.o. [online]. Copyright © 2017 Macroflex s.r.o. [cit. 21.05.2017]. Dostupné z: <http://www.macroflex.cz/produkty/vlnovcove-hadice>
- [13] G-MAR PLUS s.r.o.. G-MAR PLUS s.r.o. [online]. Copyright © 2014 G [cit. 21.05.2017]. Dostupné z: <http://www.g-mar.cz/rozebiratelne-vymeniky/>

- [14] Sortiment-Hydraulické agregáty, hydraulické komponenty. Hydraulické agregáty, hydraulické komponenty [online]. Dostupné z: <http://charvat-hykom.cz/katalog/>
- [15] KONDENZÁTORRY [online]. Copyright © 2015 MICO, spol. s r.o., [cit. 21.05.2017]. Dostupné z: <http://www.mico.eu/cz/kondenzatory.html>
- [16] Průmyslové oleje | MOGUL TB 46 (10L) | Kmoch-maziva. Kmoch-maziva [online]. Dostupné z: <https://www.kmoch.cz/kmoch/eshop/4-1-Prumyslove-oleje/0/5/35-MOGUL-TB-46-10L>
- [17] Merschmeyer Andre.The Renk Group.*Diploma thesis*[online].11.5.2017 6:45-osobní komunikace.
- [18] Krejčí Miloš.Siemens, s.r.o.*Diplomová práce*[online].22.5.2017 13:27-osobní komunikace

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Bilanční schéma – označení stavů.....	13
Obrázek 2 Schéma nízkotlakého regeneračního ohříváku bez chladiče páry.....	15
Obrázek 3 Energetická bilance odlučovače	19
Obrázek 4 Bilanční schéma s dopočítanými parametry.....	21
Obrázek 5 Dělení parciálního ostříku [1]	24
Obrázek 6 Obvodová účinnost regulačního stupně [1].....	25
Obrázek 7 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [1]	25
Obrázek 8 Označení rychlostí a úhlů rychlostního trojúhelníku A-kola [3].....	28
Obrázek 9 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně.....	29
Obrázek 10 Označení rozměrů průtočného kanálu. A-kolo, válcový kanál [2]	29
Obrázek 11 Geometrie oběžných lopatek [1]	30
Obrázek 12 závislost poměru ca/u na Parsonsově čísle pro různé úhly α [1].....	35
Obrázek 13 h-s diagram: průběh expanze.....	42
Obrázek 14 Návrh rozměrů průtočné části turbíny.....	43
Obrázek 15 Průběh tlaku a měrného objemu průtočnou částí	44
Obrázek 16 Schéma olejového hospodářství turbíny	45
Obrázek 17 Rozebíratelný chladič oleje G-MAR [13]	52
Obrázek 18 Hlavní olejové čerpadlo STEIMEL TFL10/120	52
Obrázek 19 Regulator tlaku Polnacorp ZSN 5 [7].....	54
Obrázek 20 Olejový filtr BFD-P s duplexním přepínáním [8]	55
Obrázek 21 Pojistný ventil ARI armaturen typ TYP ARI SAFE 35.901 [11].....	56
Obrázek 22 Odlučovač olejové mlhy Filtermist FX 3000 [9]	56
Obrázek 23 Kompenzátor potrubí – vlnovcový Macroflex AE 301 [12]	57
Obrázek 24 Standardní agregát Charvat-Hykom [14]	59
Obrázek 25 Schéma chladicího systému	60

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Předběžně zvolená a následně dopočtena účinnost jednotlivých kuželů.....	18
Tabulka 2 Rozdělení stupňové části	34
Tabulka 3 Volba radiální vůle na základě výrobních tolerancí [1]	37
Tabulka 4 Shrnutí výpočtu prvního kužele.....	38
Tabulka 5 Shrnutí výpočtu celé průtočné části.....	41
Tabulka 6 Fyzikální vlastnosti oleje ISO VG 46 [16]	49
Tabulka 7 Parametry mazacího oleje turbínu od výrobce generátorů Siemens, s.r.o.....	50
Tabulka 8 Parametry mazacího oleje od výrobce převodovek The Renk Group [17]	50
Tabulka 9 Výpočet třecích ztrát a průtoků mazacího oleje	51
Tabulka 10 Návrhové parametry chladiče oleje	51
Tabulka 11 Parametry hlavního olejového čerpadla	52
Tabulka 12 Parametry nouzového čerpadla.....	53
Tabulka 13 Parametry regulátoru tlaku	53
Tabulka 14 Parametry filtru oleje	54
Tabulka 15 Parametry pojistného ventilu olejového systému	55
Tabulka 16 Kondenzátor [15].....	58
Tabulka 17 Parametry chladiče VT hydrauliky	58
Tabulka 18 Parametry chladiče generátoru	59

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A SYMBOLŮ

veličina	symbol	Jednotka
Hmotnostní tok	m	[t/h,kg/s]
Tlak	p	[bar]
Teplota	t	[°C]
Entropie	s	[kJ/kg/K]
Absolutní rychlost	c	[m/s]
Ztrátový koeficient výstupního hrdla	f	[-]
Entalpie	i	[kJ/kg]
účinnost	η	[%]
Poměrný průtok	$\alpha\beta$	[-]
Poměrná ztráta	ζ	[-]
Průměr	D	[m]
Obvodová rychlost	u	[m/s]
Otáčky	n	[s ⁻¹]
Entalpický spád	h	[kJ/kg]
Entalpie	i	[kJ/kg]
Absolutní ztráta	Z	[kJ/kg]
Měrný objem	v	[m ³ /kg]
Délka lopatky	l	[m]
Parciální ostřík	ε	[-]
Výkon	P	[kW]
Stupeň reakce	ρ	[-]
Relativní rychlost	w	[m/s]

Machovo číslo	Ma	[-]
Počet stupňů	z	[-]
Plocha	S	[m ²]
Průtokový součinitel	μ	[-]
Parsonsovo číslo	Pa	[-]
Radiální vůle	k	[mm]
tolerance	x	[mm]
Reheat faktor	f	[-]
Objemový průtok	V	[l/min]
Merná tepelná kapacita	c _p	[kJ/kg/K]

Název	Index
Izoentropický	iz
Označení kanálu	I-IV
První stupeň	1
Poslední stupeň	n
Nízkotlaký regenerační ohřívák	NTO
Kondenzátor	K
Napájecí nádrž	NN
Regulační stupeň	RS
Zadané parametry	'
Parametry před turbínou	0
Chladicí voda	ch
Označení kondenzátu	C
Označení odběru	E
Saturace	sat
Kondenzátní čerpadlo	kč
Napájecí čerpadlo	nč
Termodynamická	tdi
Volumetrická	vol
Mechanická	m
Elektrická	el
Spojkový	sp
Odluh	od
Kritický	krit
Stator	s
rotor	r
Hlava	h
pata	p

SEZNAM PŘÍLOH

DP_2017_0_P&ID_MAZACÍ_OLEJ-vložená příloha